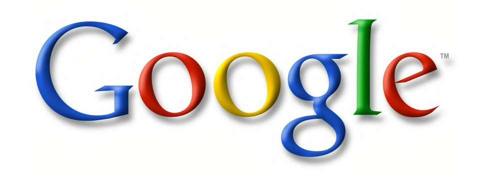
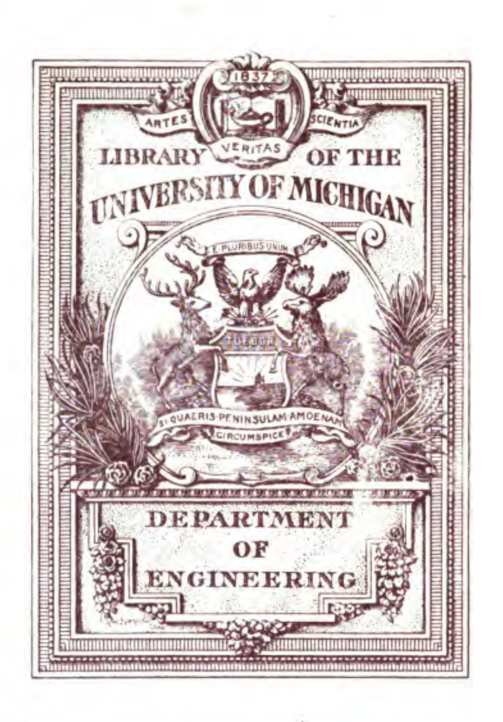



Google


1837
ARTES
SCIENTIA
VERITAS
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
E PLURIBUS UNUM
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

Arthur Egmont Kiefer.
Carlsruhe. 7/9.

DIE

DAMPFMASCHINEN-BERECHNUNG

MITTELST

PRAKTISCHER TABELLEN UND REGELN

AUF WISSENSCHAFTLICHER GRUNDLAGE.

ZUR LEICHTEN, SCHNELLEN UND SICHEREN ANWENDUNG

AUF

ALLE GATTUNGEN (DOPPELT WIRKENDER) DAMPFMASCHINEN

MIT KURBELBEWEGUNG.

MIT EINEM „TABELLARISCHEN THEILE“ IN BESONDEREM HEFTE.

VON

JOSEF HRABÁK,

ORD. PROFESSOR AN DER K. K. BERGAKADEMIE ZU PŘIBRAM.

DRITTE,

WESENTLICH BEREICHERTE UND GÄNZLICH UMGEARBEITETE AUFLAGE.

Mit 28 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

PRAG.

DRUCK UND VERLAG VON HEINR. MERCY.

1877.

DIE

DAMPFMASCHINEN-BERECHNUNG.

---

*

Aus dem

Vorworte zur zweiten Auflage.

Die Berechnung einer Dampfmaschine auf Grundlage einer gesunden Theorie ist für den Praktiker in vielen Fällen eine „zu umständliche“ Sache, um so mehr, weil zu einer rationellen Lösung der betreffenden Aufgabe in der Regel mannigfache Combinationen angestellt werden müssen; da will häufig das Rechnen kein Ende nehmen, und die Folge ist nicht selten die, dass man das nothwendiger Weise complicirtere Rechnen ganz aufgibt und die betreffenden Combinationen mittelst ganz roher, aber fertiger Angaben, die man in den Büchern oder sonst wo findet, durchführt; ja, mitunter gar nicht combinirt.

Zum Glücke — oder wohl eher zum Unglücke — ist die Dampfmaschine nach den treffenden Worten Prof. Gust. Schmidt's „ein so geduldiges Ding, dass selbst grobe Dimensions- und Constructionsfehler dem Laien gar nicht ersichtlich werden.“

Wohl wird die Anwendung des Indicators und damit zusammenhängend das rationelle Handhaben des ganzen Dampfmaschinenwesens heutzutage immer häufiger; allgemein ist aber dies bei Weitem noch nicht, und die sogenannten Erfahrungscoëfficienten“ — an den Formeln der „ältesten nd rohesten Theorie“ angebracht — dominiren auch heute och in weiten, ja sogar massgebenden Kreisen.

Die Theorie der Dampfmaschinen ist aber — auf Er- hrungen, namentlich auf durchgreifende Indicator- und

Brems-Versuche, Speisewasser-Messungen u. s. w., gestützt — heute schon zum mindesten für die Zwecke der Anwendung so weit gediehen, dass man nur ihren Angaben zu folgen braucht, um sich gegen wesentliche Fehltritte zu wahren und eines rationellen Vorgehens sicher zu sein.

Als Hemmschuh ist, wie bereits erwähnt, in vielen Fällen der Umstand anzusehen, dass die veralteten rohen Angaben noch immer bequemer zu handhaben sind, als die rationellen Regeln der neuen Theorie. Dieser Hemmschuh könnte vielleicht mancherorts gelöst werden, wenn man die Regeln einer gesunden und auf rationelle Erfahrung gegründeten — beziehungsweise mit den Erfahrungsdaten in die gehörige Uebereinstimmung gebrachten — Theorie derart specialisirt und vereinfacht, dass es bei Berechnung irgend einer wie immer gearteten Dampfmaschine mit einer oder der andern einfachen numerischen Multiplication oder Division abgethan ist.

Eine solche Specialisirung und Vereinfachung dürfte auch noch „gemeinnützig“ und selbst Denjenigen willkommen sein, die auch ohnedies der Theorie huldigen, und sollten auch ihre speciellen theoretischen Anschauungen vielleicht theilweise von denjenigen abweichen, welche jenen Specialisirungen zu Grunde liegen.

Man findet wohl gewisse specialisirte tabellarische Angaben und Regeln in Büchern; aber diese sind entweder, wie bei Redtenbacher, — abgesehen davon, dass sie sich auf ältere Erfahrungen stützen — unvollständig, indem sie für jedes Maschinensystem eine ganz bestimmte Spannung und einen ganz bestimmten Expansionsgrad voraussetzen, und auch noch unbiegsam, indem sie für jede Maschine eine ganz bestimmte Umgangszahl festsetzen; oder aber sie sind mit anderweitigen Mängeln behaftet und im besten Falle für den Praktiker nicht mit der gewünschten Bequemlichkeit und Sicherheit zu handhaben. Was aber insbesondere die Bequemlichkeit (scilicet nur in Bezug auf Rechnungen, die einen halbwegs theoretischen Anstrich haben) betrifft,

so ist noch immer manchem „ächten“ Praktiker ausserordentlich schwer, und so zu sagen nur durch Vorlegen des fertigen Gerichtes zu genügen. — — —

Ich stellte mir nun die Aufgabe, nach Möglichkeit ganz allgemein brauchbare tabellarische Specialisirungen einer der Anwendung möglichst zugänglichen und in ihren Resultaten mit der Wirklichkeit möglichst übereinstimmenden Theorie (wobei ich mich zuvörderst an Prof. Gust. Schmidt und Director Völckers anschloss, übrigens selbstständig vorging) — zur möglichsten Vereinfachung einer beliebigen Dampfmaschinenberechnung und zur leichten Lösung aller einschlägigen Fragen — zu entwerfen, und sonach die bisherigen Errungenschaften theoretischer Untersuchungen in Verbindung mit den diesbezüglich erzielten Resultaten eingehender Versuche für die Anwendung in allen Fällen leicht zugänglich zu machen.

In wieweit es mir gelang, muss ich allerdings der Beurtheilung Derjenigen überlassen, welche diese Arbeit der Benützung werth finden werden. — —

Příbram, im Mai 1868.

Der Verfasser.

Vorwort zur dritten Auflage.

Die vorliegende dritte Auflage dieses Werkes erscheint als eine nach mehrfacher Richtung vervollständigte und ausserdem gänzlich neu bearbeitete.

Die Vervollständigung betreffend wurde erstlich der Unterschied zwischen den Maschinen ohne und mit Dampfhemd sowohl in Bezug auf die Dampfwirkung als auch bezüglich des Dampfverbrauches nach Thunlichkeit zur Geltung gebracht; ferner wurden neben den „gewöhnlichen" Dampfmaschinen jene mit selbstthätig variabler Expansion und mit kleinen schädlichen Räumen (System Corliss, Sulzer u. dgl.), dann die zweicylindrigen (Woolf'schen u. dgl.) Maschinen besonders berücksichtigt; ausserdem kam für die Angabe der Dampfspannungen neben der sogen. „alten" Atmosphäre (à 1,0334 Kgr. pro □cm) auch die „neue" (à 1 Kgr. pro □cm) überall in Betracht.*)

Die Vervollständigung nach anderer Richtung hin betreffend wurde in den theoretischen (ersten) Abschnitt ausser der eigentlichen Theorie der Dampfmaschine, auf welcher die nachfolgende „Dampfmaschinenberechnung" beruht, auch die Entwicklung derjenigen Gesetze aus der mechanischen Wärmetheorie aufgenommen, welche der Dampf-

---

*) Nur für die Angabe der Spannung auf der Ausströmmungsseite des Dampfcylinders (bei Condensation einschliesslich der Widerstandsspannung der Pumpen) wurde wegen des geringen Unterschiedes dieser Angabe einerseits nach der „alten" andererseits nach der „neuen" Atmosphäre dieser Unterschied gar nicht geltend gemacht, um zugleich eine zu grosse Complication zu vermeiden. Sollte man in einzelnen Fällen diesbezüglich ganz genau vorgehen wollen, so beachte man die betreffende Note am Ende des Buches.

maschinentheorie zu Grunde liegen, so dass nunmehr — behufs Vermeidung aller etwaigen Berufungen auf andere Werke — im Wesentlichen alles Einschlägige, insoferne es zum Verständnisse des behandelten Stoffes als nothwendig sich erweiset, in diesem Buche selbst zu finden ist, welches somit nicht bloss als Handbuch für den praktischen Gebrauch im Dampfmaschinenwesen, sondern innerhalb der gesteckten Grenzen auch als Lehrbuch betrachtet werden kann.

Diese Grenzen sind aber durch den Zweck des Buches vorgezeichnet: im Bereiche der Dampfmaschinentechnik hauptsächlich der eigentlichen Anwendung, dem theoretischen Studium aber nur in soweit dienlich zu sein, als dieses die rationelle Anwendung zum eigentlichen Ziele hat.

Die Begründung, warum in den theoretischen Theil von Fall zu Fall nur Dieses oder Jenes, und nicht auch Weiteres — anderswo etwa Vorhandenes — aufgenommen wurde, findet sich allerdings an den betreffenden Stellen dieses theoretischen Theiles selbst.

Wenngleich es nicht zu vermeiden war, in die Theorie der Dampfmaschine (3. Kapitel des I. Abschnittes) an geeigneten Stellen zahlreichere Bemerkungen einzubeziehen, welche auch vom Standpunkte der Anwendung einiger Beachtung werth sein dürften, so wurde doch nach aller Möglichkeit dafür gesorgt, die für die eigentliche Anwendung bestimmten Abschnitte und Kapitel von den zugehörigen theoretisch begründenden Partien scharf zu trennen, derart, dass die erstgenannten Abschnitte und Kapitel nicht bloss leicht zu finden, sondern auch an und für sich, ohne die betreffende theoretische Begründung, wohlverständlich sind; es bleibt dabei dem von diesen „Praktischen Theilen" des Buches Gebrauch Machenden überlassen, die zugehörigen thoretisch begründenden Partien vielleicht zeitweilig einigermassen zu berücksichtigen, und von den daselbst vorkommenden praktischen Winken, auf welche sich übrigens in dem praktischen Theile je nach Thunlichkeit ausdrücklich berufen wird, Notiz zu nehmen.

Insbesondere die Dampfmaschinenberechnung im engeren Sinne betreffend, welche im I. Abschnitte theoretisch begründet ist, kann man (für den Zweck der blossen Anwendung) sofort zu dem II. Abschnitte übergehen, welcher die „Einführung in die Dampfmaschinenberechnung" zum Zwecke hat. Derselbe enthält im I. Kapitel die Hauptresultate der vorangehenden Dampfmaschinentheorie und erklärt ihre Benützung für die Zwecke der eigentlichen Dampfmaschinenberechnung mittelst der zugehörigen Tabellen. Hiedurch wird man in den zu behandelnden Gegenstand und in die dem vorliegenden Buche eigenthümliche Behandlungsweise dieses Gegenstandes zur Genüge eingeweiht.

Das 2. Kapitel dieses „einführenden" Abschnittes enthält die für die eigentliche Dampfmaschinenberechnung nothwendigen „Bezeichnungen und Erklärungen", auf welche übrigens in der „Eigentlichen Dampfmaschinenberechnung" (III. Abschnitt) die nothwendigen Berufungen an den betreffenden Stellen vorkommen.

Den Schwerpunkt der „Dampfmaschinenberechnung" für die Zwecke der Anwendung bildet das kurze 1. Kapitel des III. Abschnittes (S. 163—172), als Gebrauchsanweisung zu den „Allgemeinen Tabellen für die Dampfmaschinenberechnung", welche die erste und ausgiebigste Gruppe des separat gehefteten Tabellarischen Theiles (S. 1 bis 51) bilden.

Dieses Kapitel, welches die Regeln der Lösung aller im Bereiche der Dampfmaschinenberechnnng vorkommenden wesentlicheren Aufgaben gewissermassen in Receptform enthält, wurde, um auch schon äusserlich aufzufallen, mit grösseren Lettern gedruckt, während umgekehrt und zwar im ganzen Buche, verschiedene Nebenbemerkungen, ferner Paragraphe, welche sich einigermassen in subtileren Betrachtungen ergehen u. dgl., durchwegs mit kleineren Lettern gedruckt erscheinen.

Es dürfte bereits bei dem Gebrauche des genannten Kapitels, nicht minder aber auch bei den übrigen Kapiteln die Anordnung der sämmtlichen Tabellen in einer beson-

deren Tabellarischen Beilage als zweckentsprechend sich erweisen.

Den numerischen Beispielen über Dampfmaschinenberechnungen wurde ein besonderes Kapitel (2. Kap. des III. Abschnittes) gewidmet; doch zeigt ein kurzer Einblick in dieses Kapitel, dass man es hier nicht mit einem rein mechanischen Beispielrechnen, sondern eher mit einer praktischen Anleitung zu thun hat, nach welcher bei Dampfmaschinenberechnungen unter Beachtung der verschiedenen massgebenden Verhältnisse eigentlich zu verfahren ist; im Uebrigen zeugt auch die Uebersicht der Hauptresultate jener Berechnungen (S. 214) von der instructiven Beschaffenheit dieses Beispiel-Kapitels namentlich dem Anfänger gegenüber.

Das 3. Kapitel des III. Abschnittes behandelt die „Special-Tabellen für gewöhnliche Dampfmaschinen“, welche die zweite Hauptgruppe des „Tabellarischen Theiles“ (S. 53 bis 75) bilden, und in welchen die gewöhnlichen Dampfmaschinen von verschiedener Stärke, Spannung und Füllung bezüglich ihrer Hauptdimensionen und ihres Dampfverbrauches bereits fertig berechnet sind. Diese „Special-Tabellen“ sind zwar, entsprechend den in der Dampfmaschinentheorie (gegen die 2. Auflage dieses Buches) vorgenommenen Abänderungen, für diese 3. Auflage grösstentheils neuberechnet worden, sind jedoch bezüglich ihrer Ausdehnung — insbesondere die Dampfspannung betreffend — ungeändert geblieben; eine diesbezügliche Erweiterung dieser für die Anwendung allerdings sehr bequemen Tabellen bis zu einer Spannung von 9 und 10 Atmosphären musste einer eventuellen späteren Auflage dieses Werkes vorbehalten bleiben.*)

*) Es mag auch nicht verschwiegen werden, dass es gerade diese „Special-Tabellen“ allein sind, welche auch für diese 3. Auflage des Werkes nur einmal gerechnet wurden, während die übrigen Tabellen diesmal durchgehends einer vollständigen Rechnungs-Controle unterzogen, beziehungsweise zweimal, und nach Thunlichkeit in zweierlei verschiedener Weise berechnet worden sind. Demgemäss kann ich bei diesen „Special-Tabellen“, welche

Ueber die übrigen Abschnitte und die zugehörigen Tabellen erübrigt hier weiter Nichts zu bemerken und wird auf diese selbst verwiesen.

Die Dampfkessel habe ich in dieses Werk nicht einbezogen, da dieselben, wie ich an betreffender Stelle des Buches hervorhob, von der Dampfmaschine ganz unabhängig zu beurtheilen, und demgemäss auch ganz apart zu behandeln sind. Im Uebrigen wird es gerechtfertigt sein, in dieser Beziehung auf das vortreffliche Werk von Reiche zu verweisen.

Die übliche Bezeichnung der in die Atmosphäre auspuffenden Dampfmaschinen durch eine Verneinung — „Maschinen ohne Condensation" — habe ich vermieden, und hiefür den Ausdruck „Maschinen mit Auspuff" oder „Auspuffmaschinen", im Gegensatze zu den „Maschinen mit Condensation" oder „Condensationsmaschinen" gewählt. Der Ausdruck ist wohl ganz verständlich, und wenn ich auch durchaus nicht prätendire, dass derselbe vielleicht als neuer „terminus technicus" allgemein angenommen werde, so wird doch Nichts dagegen einzuwenden sein, dass ich denselben behufs einer präciseren Ausdrucksweise der üblichen negirenden Bezeichnung für mein Buch vorgezogen habe.

Schliesslich habe ich dem k. k. Bergakademie-Adjuncten für Maschinenwesen, Herrn Adalbert Káš, welcher nicht bloss die auch diesmal sämmtlich von meiner Gattin ausgeführten numerischen Detailrechnungen durch Gegenrechnungen controlirte, sondern ausserdem auch bei dem Correctur-Geschäfte hilfreich mir beistand, meine Anerkennung dankend auszusprechen.

Příbram, im November 1876.

Der Verfasser.

übrigens nach meiner Intention hauptsächlich nur zur Controlirung vorgenommener Dampfmaschinen-Berechnungen bestimmt sind, für die Richtigkeit einer jeden Ziffer nicht in dem Masse einstehen, als bei den übrigen, nach allem Ermessen als vollends fehlerfrei zu bezeichnenden Tabellen.

Zur Beachtung

für Diejenigen, welche dieses Buch kurzen Weges sofort zum praktischen Dampfmaschinenberechnen benützen wollen.

Man lasse den ersten (theoretischen) Abschnitt vor der Hand ausser Acht, und lese den **II. Abschnitt** (mit Beachtung seiner Titelseite 125) ein für allemal durch, um in die Methode des Buches eingeweiht zu werden. Anfangs des 2. Kapitels (S. 149) dieses Abschnittes findet man die **Bezeichnungen** (Bedeutung der Buchstaben); auf die hierauf folgenden **Erklärungen** 1 bis 4 wird man ohnedies betreffenden Orts stets verwiesen werden.

Sodann widme man dem durch grossen Druck hervorgehobenen **1. Kapitel des III. Abschnittes** (S. 163 bis 172) eine desto grössere Sorgfalt, je kürzer dieses „leitende“ Kapitel ist.

Das Uebrige wird sich wohl von selbst ergeben, insbesondere wenn man das Inhalts-Verzeichniss zu Hilfe nimmt.

Inhalts-Verzeichniss.

Note. Das Inhalts-Verzeichniss des „Tabellarischen Theiles“ ist diesem selbst beigeschlossen.

Seite

Aus dem Vorworte zur zweiten Auflage V
Vorwort zur dritten Auflage VIII
Zur Beachtung für Diejenigen, welche dieses Buch kurzen Weges sofort zum praktischen Dampfmaschinenberechnen benützen wollen XIII

ERSTER ABSCHNITT.

Theoretische Begründung der Tabellen zur Dampfmaschinen-Berechnung.

1. Kapitel. Allgemeines über den Wasserdampf.

Gesättigter und überhitzter Dampf 3
Wärmecapacität oder specifische Wärme 7
Zur Dampferzeugung erforderliche Wärmemenge 8
Tabellen für gesättigte Wasserdämpfe 13

2. Kapitel. Entwicklung derjenigen Gesetze, welche der folgenden Dampfmaschinentheorie zu Grunde liegen . . 23

Das Mariotte'sche Gesetz 24
Das Gay-Lussac'sche Gesetz 24
Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz 26
Das Poisson'sche Gesetz, Ableitung desselben 30
Anwendung des Poisson'schen Gesetzes auf Luft und Wasserdampf 35
Bestimmung der Expansions- und Compressionswirkung nach dem Poisson'schen Gesetze 38
Bestimmung der Expansions- und Compressionswirkung nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze 41

3. Kapitel. Grundriss der Dampfmaschinen-Theorie.

Allgemeines 45
Specialisirungen auf Grundlage des modificirten Poisson'schen, dann des einfachen Mariotte'schen Gesetzes 66
Modification der vorangehenden Entwicklung für Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen, dann für die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen 78
Beurtheilung der passiven Widerstände 91

Seite

Schlussresultate der vorangehenden theoretischen Entwicklungen für die Dampfmaschinen-Berechnung . . . 99
Berechnung des nutzbaren Dampfverbrauches 110
Der Dampfverlust 117
Gesammtdampfverbrauch (Speisewassermenge) und Injections- oder Einspritz-Wassermenge 122

ZWEITER ABSCHNITT.

Einführung in die Dampfmaschinen-Berechnung.

1. Kapitel. Resultate der Dampfmaschinentheorie und die hierauf basirte Entstehung der Tabellen 127

2. Kapitel. Bezeichnungen und Erklärungen zu der Dampfmaschinen-Berechnung 149

DRITTER ABSCHNITT.

Die eigentliche Dampfmaschinen-Berechnung mittelst der Tabellen.

1. Kapitel. Die Dampfmaschinen-Berechnung mittelst der „allgemeinen Tabellen“ (Gebrauchsanweisung).

Berechnung einer herzustellenden (zu entwerfenden) Dampfmaschine 163
Ermittlungen für bestehende oder bestehend gedachte Dampfmaschinen 165
Sonderregel für die Berechnung der zweicylindrigen (Woolf'schen u. dgl.) Maschinen . 167
Berechnung des Dampfverbrauches (Speisewassermenge) und (bei Condensationsmaschinen) der Injections- oder Kaltwassermenge für eine beliebige Dampfmaschine 169
Controle der Dampfmaschinenberechnung 170

2. Kapitel. Numerische Beispiele über Dampfmaschinenberechnungen.

Berechnung der „gewöhnlichen“ eincylindrigen Dampfmaschinen nebst Lösung verschiedener einschlägiger Fragen 173
Ermittlung des Dampfverbrauches bei reducirtem Maschinenbetriebe einerseits durch Verkleinerung der Füllung, andererseits durch Verkleinerung der Admissionsspannung. Nachtheil der Dampfdrosslung gegenüber der Aenderung der Füllung 186

Seite
Berechnung der vorhergehends behandelten Dampfmaschinen von 60 Pfdkr. als Dampfhemd-Maschinen . . 190
Beispiele der Dampfmaschinenberechnung bei vorgeschriebener abnorm kleiner oder abnorm grosser Umgangszahl 193
Beispiele der Berechnung der Dampfmaschinen nach Corliss-, Sulzer- od. dgl. System 196
Beispiele der Berechnung der Woolf'schen Maschinen bei kurzen und bei langen Verbindungscanälen 204
Beispiele der Dampfmaschinenberechnung für hohen Druck und grosse Kolbengeschwindigkeit bei kleiner Füllung . 210
Uebersicht der Hauptresultate der vorangehenden Berechnung der Dampfmaschinen von 60 Pfdkr. Normalleistung 214
Ermittlungen für eine bestehende Dampfmaschine 216
Berechnung der Locomotiv-Maschinen 218

3. Kapitel. Gebrauch der „Special-Tabellen" für gewöhnliche eincylindrige Dampfmaschinen.

Allgemeines über die „Special-Tabellen" 223
Bestimmung der Hauptdimensionen mittelst der „Spec.-Tab." 225
Bestimmung des Dampfverbrauches mittelst der „Spec.-Tab." 227

VIERTER ABSCHNITT.

Das Dampfmaschinen-Zubehör.

1. Kapitel. Die Schwungräder der Dampfmaschinen.

Erläuterung 233
Gebrauchsanweisung zu den Schwungrad-Berechnungstabellen, Bezeichnungen 236
Allgemeine Berechnungsweise 237
Vereinfachte Berechnungsweise in den gewöhnlichen Fällen 238
Berechnung der Schwungräder für Doppelmaschinen . . . 242

2. Kapitel. Die meist angewandten Schiebersteuerungen der gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Allgemeines 245
Der Vertheilungsschieber (Muschelschieber); Einrichtung desselben 246
Darstellung der Dampfvertheilung durch den Muschelschieber 255
Schieberdiagramm nach Zeuner 264
Das Schieberdiagramm von Reuleaux 269
Stellung des Vertheilungsexcenters gegen die Maschinen-Kurbel in verschiedenen Fällen 271

Seite
Die häufigst angewandten Expansionsschieber. Allgemeines 275
A. Die Meyer'sche Steuerung 278
B. Expansionssteuerung mit variablem Hube des Expansionsschiebers 300
C. Expansionssteuerung mit verstellbarem Voreilwinkel des Expansions-Excenters 305

FÜNFTER ABSCHNITT.

Ueber die ökonomischen Verhältnisse bei den Dampfmaschinen.

1. Kapitel. Die Herstellungskosten der Dampfmaschinen 311
2. Kapitel. Dampfmaschinen mit der ökonomisch günstigsten Füllung.
Ueber die ökonomisch-günstigste Füllung 319
Zum „Schema der Dampfmaschinen“ mit beiläufig günstigster Füllung 324

ANHANG.

Ueber den Gebrauch der Tabellen für verschiedene Mass- und Gewichts-Systeme 331

Berichtigungen und nachträgliche Berufungen 335

ERSTER ABSCHNITT.

THEORETISCHE
BEGRÜNDUNG DER TABELLEN
ZUR
DAMPFMASCHINEN-BERECHNUNG.

---

1. Kapitel.

Allgemeines über den Wasserdampf.

Gesättigter und überhitzter Dampf.

Wenn man dem in einem offenen (d. h. mit der Atmosphäre communicirenden) Gefässe befindlichen Wasser Wärme zuführt, so steigt seine Temperatur bis zu einer gewissen Grösse, bei welcher eine heftige Dampfentwicklung beginnt, welche bei fortgesetzter Wärmezuführung fortdauert, ohne dass die Temperatur des Wassers und des demselben entsteigenden Dampfes auch nur im Mindesten geändert würde. Es hat also der unter dem atmosphärischen Drucke durch das Sieden erzeugte Wasserdampf eine ganz bestimmte Temperatur derart, dass diese Temperatur eben so wie die Temperatur des schmelzenden Eises bei Temperaturmessungen im Allgemeinen als ein normaler Punkt (Siedepunkt — Eispunkt) allgemein angenommen wird.

Der unter solchen Umständen erzeugte Wasserdampf hat ausserdem selbstverständlich auch eine ganz bestimmte Spannung, nämlich die atmosphärische Spannung und ebenso eine bestimmte Dichte.

Bemerkung. Den Temperaturunterschied zwischen den bezeichneten Normalpunkten theilt man (nach Celsius) in 100 Intervalle als Temperaturgrade, deren Anzahl für die Angabe der Temperatur eines Körpers mit t bezeichnet wird. Die Erwärmung einer bestimmten Wassermenge — jener von 1 Kilogramm Gewicht — um ein solches — u. z. um das erste Intervall (von 0^0 auf 1^0 Cels.) beansprucht eine ganz bestimmte Wärmemenge, welche zur Messung anderer Wärmemengen als Einheit angenommen und Wärmeeinheit oder Calorie (für 1 Kilogramm insbesondere auch „französische“ Calorie) genannt wird.

Einer bestimmten Wärmemenge ist eine bestimmte Arbeit äquivalent; diese beträgt für eine (französische) Calorie 424 Met. Kilogramm und wird der „Arbeitswerth der Wärmeeinheit", oder auch das „mechanische Wärmeäquivalent" genannt; man bezeichnet dasselbe mit k, wonach für die französische Calorie

$$k = 424 \text{ Met. Kilogr.}$$

zu setzen ist.

Der reciproke Werth $\frac{1}{k} = 0{,}0023585$ gibt die Wärmemenge (Anzahl Calorien), welche der Arbeitseinheit (1 Met. Kgr.) äquivalent ist, und heisst der „Wärmewerth der Arbeitseinheit" oder auch das „calorische Arbeitsäquivalent". (Nach den neuesten Versuchen von Regnault ergab sich von der bisherigen Annahme ziemlich abweichend $k = 436$ Met. Kgr. und $\frac{1}{k} = 0{,}0022936$ Calorie).

Wenn man — im Gegensatze zu dem vorher geschilderten Vorgange — das Wasser in einem (hiemit bloss zum Theile gefüllten) gegen die Atmosphäre abgeschlossenen Gefässe, also in einem Dampfkessel durch Wärmezuführung zum Sieden bringt, so ist die Temperatur desselben an die oben bezeichnete Grenze nicht gebunden; man kann in dieser Weise Wasser und Wasserdampf von einer beliebig höheren Temperatur (als der sog. Siedetemperatur von 100 Grad Cels.) erzeugen; derselbe hat sodann aber auch eine höhere (als atmosphärische) Spannung. Temperatur und Spannung (und hiemit auch die Dichte) steigen nun bei der Dampfbildung aus dem im Ueberschusse vorhandenen (tropfbaren) Wasser nach einem ganz bestimmten Gesetze derart, dass ein solcher „gesättigter" Wasserdampf bei einer bestimmten Temperatur eine ganz bestimmte Spannung und demgemäss auch eine ganz bestimmte Dichte besitzt, und zwar sind

a) diese jeweiligen, ganz bestimmten Werthe der Spannung und Dichte Maximalwerthe für die betreffende Temperatur, d. h. sie sind bei gleichbleibender Temperatur wohl einer Verminderung, keineswegs aber einer Vergrösserung fähig;

b) es ist umgekehrt die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes bei einer bestimmten Spannung (und Dichte)

ein Minimum, d. h. diese Temperatur ist bei gleich bleibender Spannung (und Dichte) wohl einer Steigerung, keineswegs aber einer Verminderung fähig, wenn die gesammte in Betracht gezogene Dampfmenge in der Gasform verharren soll.

Es ist also ein Zustand des Wasserdampfes, in welchem derselbe

ad a) bei einer bestimmten Temperatur eine geringere Spannung besitzt, als der gesättigte Wasserdampf von dieser Temperatur; oder aber

ad b) bei einer bestimmten Spannung eine höhere Temperatur besitzt, als der gesättigte Wasserdampf von dieser Spannung —

wohl denkbar und man nennt den Wasserdampf in diesem Zustande „überhitzt" oder auch „ungesättigt".

Hingegen ist ein Wasserdampf, welcher

ad a) eine höhere Spannung besitzen würde, als der gesättigte Dampf von gleicher Temperatur, oder aber welcher

ad b) eine geringere Temperatur hätte, als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung —

undenkbar; und überall dort, wo die Bedingungen zur Bildung eines solchen gewissermassen „übersättigten" oder „unterhitzten" Dampfes vorhanden sind, wird ein Theil der in Betracht gezogenen Dampfmenge als tropfbar flüssig sich niederschlagen (condensiren), also ein Gemisch aus gesättigtem Dampf (von geringerer Spannung resp. von höherer Temperatur) und (tropfbarem) Wasser entstehen müssen.

Die Bedingungen zur Bildung einerseits des „überhitzten" (ungesättigten) andererseits des „unterhitzten" (übersättigten) Dampfes aus gesättigtem mit Wasser nicht im Contact stehenden Wasserdampf sind die folgenden:

Wenn gesättigter Wasserdampf ohne Arbeitsverrichtung expandirt (wobei in einem wärmedichten Gefässe die Temperatur constant bleibt), so entsteht überhitzter Dampf.

Wenn ferner gesättigter Wasserdampf durch äussere Arbeit (in einem wärmedichten Gefässe) bis zu einer ge-

wissen gesteigerten Spannung comprimirt wird, so wird seine Temperatur grösser, als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von dieser gewissen Spannung, es entsteht überhitzter Dampf.

Wenn hingegen gesättigter Wasserdampf einen äusseren Druck überwindend, also Arbeit verrichtend bis zu einer gewissen geringeren Spannung (in einem wärmedichten Gefässe) expandirt, so würde seine Temperatur geringer als die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes von dieser gewissen Spannung — es entsteht übersättigter Dampf d. h. es findet theilweise Condensation Statt.

Wenn dem gesättigten Wasserdampfe Wärme zugeführt wird, so entsteht überhitzter Dampf, wenn hingegen dem gesättigten Dampfe Wärme entzogen wird, so entsteht übersättigter Dampf d. h. es findet theilweise Condensation Statt.

Ueberhitzter Dampf kann bis zu einer gewissen Grenze (u. z. bis zur Entstehung gesättigten Dampfes) mit Arbeitsverrichtung expandiren, ohne dass eine Condensation eintritt.

Ein Gemisch (von Dampf und Wasser) kann durch äussere Arbeit bis zur Entstehung gesättigten Dampfes comprimirt werden.

Aus einem Gemisch kann durch Wärmezuführung und aus überhitztem Dampfe durch Wärmeentziehung gesättigter Dampf entstehen.

Bei der Expansion des gesättigten Dampfes mit Arbeitsverrichtung kann die theilweise Condensation nur durch hinlängliche Wärmezuführung (Erwärmung) von aussen vermieden werden.

Bei der Compression des Dampfes ist die Ueberhitzung nur durch gleichzeitige Wärmeentziehung (hinlänglich ausgiebige Abkühlung) zu vermeiden.

Das über die Compression und Expansion des Wasserdampfes (mit Arbeitsverrichtung) hier Gesagte wird in den weiteren Kapiteln dieses Abschnitttes näher beleuchtet werden.

Wärmecapacität oder specifische Wärme.

Die Wärmemenge, welche der Gewichtseinheit (1 Kgr.) irgend einer Flüssigkeit mitzutheilen ist, um ihre Temperatur um 1° Cels. zu erhöhen, nennt man die „Wärme-Capacität“ oder „specifische Wärme“ der Flüssigkeit, unter der Voraussetzung, dass dieselbe in Bezug auf die Temperatur constant ist, oder doch constant gedacht werden kann. Dies ist jedoch thatsächlich nur dann der Fall, wenn die sog. „Flüssigkeitswärme“ q — d. i. die Wärmemenge, welche einer Gewichtseinheit der Flüssigkeit mitgetheilt werden muss, um sie (ohne Aenderung des Aggregatzustandes) von der Temperatur 0° auf die Temperatur t zu bringen — der Temperatur t einfach proportional ist, d. h. wenn

$$q = \mathfrak{C}\, t.$$

Es ist diesfalls die Grösse

$$\mathfrak{C} = \frac{q}{t}$$

eben die Wärme-Capacität, nämlich die Wärmemenge für die Temperatureinheit.

Ist jedoch in irgend anderer Weise

$$q = f(t),$$

so ist die Wärme-Capacität $\mathfrak{C}$ allgemein als das Mass der Wärmezunahme im Verhältnisse zur Temperaturzunahme aufzufassen und

$$\mathfrak{C} = \frac{d\,q}{d\,t}$$

zu setzen. Wenn sodann etwa

$$\mathfrak{C} = f'(t)$$

bekannt ist, folgert man

$$q = \int_0^t \mathfrak{C}\, d\,t.$$

Bei den tropfbaren Flüssigkeiten erfolgt die Wärmeaufnahme (so lange sie tropfbarflüssig bleiben) stets ohne eine merkliche Volumszunahme, also ohne die Ueberwindung irgend eines äusseren Druckes, und es gibt daher für dieselben nur einerlei Wärme-Capacität.

Bei den gasförmigen Flüssigkeiten hingegen kann die Erwärmung entweder bei constantem Volumen (ohne Arbeitsverrichtung), oder aber bei zunehmendem Volumen geschehen, wobei ein gewisser äusserer Druck, den man sodann als constant annehmen kann, überwunden, also eine äussere Arbeit verrichtet wird. Selbstverständlich wird für eine gewisse Steigerung der Temperatur im ersteren Falle eine geringere, im zweiten Falle eine grössere Wärmemenge beansprucht werden, und demgemäss auch eine „Wärme-Capacität für constantes Volumen“ (ohne Arbeitsverrichtung) und eine zweite „Wärme-Capacität für constanten Druck“ (mit Arbeitsverrichtung) zu unterscheiden sein. Die erstere nennt man auch „rationelle Wärme-Capacität,“ und bezeichnet sie, sowie die (einzig vorhandene) Wärme-Capacität der tropfbaren Flüssigkeiten mit $\mathfrak{C}$, während die Wärme-Capacität der gasförmigen Flüssigkeiten für constanten Druck (mit Arbeitsverrichtung) mit $\mathfrak{C}'$ bezeichnet wird; es ist sonach stets $\mathfrak{C}' > \mathfrak{C}$.

Ueber die zur Dampferzeugung erforderliche Wärmemenge.

Das nachstehend Mitgetheilte bezieht sich auf den gesättigten Wasserdampf.

Um aus der Gewichtseinheit (1 Kilogr.) Wasser von 0° Temperatur unter constantem Drucke p (pro Flächeneinheit) gesättigten Dampf von der Temperatur t Cels. und jenem (zugehörigen) Drucke p zu erzeugen, muss man derselben eine Wärmemenge Q (Calorien) zuführen, welche „Gesammtwärme“ genannt wird, u. z. ist nach Regnault

$$Q = 606{,}50 + 0{,}305\, t.$$

Die Dampferzeugung stellt man sich für die folgende Betrachtung nach Zeuner am besten folgendermassen vor:

Die Gewichtseinheit (1 Kilogr.) Wasser von 0° Temperatur sei in einem cylindrischen Gefässe mittelst eines genau passenden Kolbens eingeschlossen, welcher eine Fläche = 1 hat und einen Druck p auf den Wasserspiegel

ausübt. Führt man dem Wasser von aussen Wärme zu, so wird dasselbe zunächst auf die Temperatur t erwärmt, ohne dass noch Dampfbildung eintritt, weil eben erst bei der Temperatur t die Spannung p entsteht und hiemit der äussere Druck p überwunden werden kann. Bis zum Eintritt dieses Momentes — also zum blossen Erwärmen des Wassers auf die betreffende Dampftemperatur ist eine Wärmemenge q erforderlich, welche man, wie bereits vorher erwähnt, „Flüssigkeitswärme“ nennt u. z. ist allgemein

$$q = \int_0^t \mathfrak{C}.\, d\,t.$$

Für Wasser insbesondere ist nach Regnault's Versuchen:

$$q = t + 0{,}00002\, t^2 + 0{,}0000003\, t^3.$$

Bemerkung. Hieraus folgt für die Wärme-Capacität des Wassers

$$\mathfrak{C} = \frac{d\,q}{d\,t} = 1 + 0{,}00004\, t + 0{,}0000009\, t^2.$$

Es ist also die Wärme-Capacität des Wassers (und ebenso auch jene der anderen tropfbaren Flüssigkeiten) von der Temperatur t abhängig. Für $t = 0$ ist bei Wasser $\mathfrak{C} = 1$, d. h. die Wärme-Capacität des Wassers für $t = 0$ bildet die Einheit zur Messung anderer Wärme-Capacitäten und überhaupt anderer Wärmemengen.

Wird nun weiterhin dem Wasser Wärme zugeführt, so bildet sich Dampf, welcher mit seiner Spannung p den Kolben hebt, bis endlich die gesammte Wassermenge in Dampf verwandelt ist. Während der Dampfbildung ändert sich weder der Druck noch die Temperatur; die Wärmemenge, welche während derselben zugeführt werden muss, wird mit r bezeichnet und „Verdampfungswärme“ (ehemals „latente“ oder „gebundene“ Wärme) genannt.

Durch diese „Verdampfungswärme“ wird die Flüssigkeitswärme q auf die Gesammtwärme Q ergänzt; es ist daher

$$r = Q - q,$$

wobei für Q und q die vorigen Regnault'schen Ausdrücke einzusetzen wären.

Bei der Dampfbildung in der angegebenen Art hat der Dampf eine äussere Arbeit verrichtet, nämlich den (mit p)

belasteten Kolben im Ganzen um $v—v_0$ gehoben, wenn nämlich v_0 den anfänglichen und v den schliesslichen Abstand des Kolbens vom Cylinderboden bezeichnet, so dass die verrichtete äussere Arbeit $p\ (v—v_0)$ beträgt. Weil die Kolbenfläche = 1, so drücken v_0 und v zugleich die specifischen Volumen (Volumen pro Gewichtseinheit) beziehungsweise der Flüssigkeit und des hieraus erzeugten Dampfes aus. Bezeichnet man die Differenz $v—v_0$ der specifischen Volumen mit u, so ist $p\,u$ der Ausdruck für die bei der Verdampfung verrichtete äussere Arbeit. Auf die Leistung dieser Arbeit ist eine Wärmemenge

$$\varepsilon = \frac{p\,u}{k} = A\,p\,u$$

aufgegangen, wenn k wie vordem das mechanische Wärmeäquivalent (für eine franz. Calorie $k = 424$ Met. Kgr. — oder aber nach neuester Angabe $k = 436$ Met. Kgr.) und demnach

$$A = \frac{1}{k}$$

die der Arbeitseinheit entsprechende Wärmemenge oder den „Wärmewerth der Arbeitseinheit“ bezeichnet.

Die zur Verrichtung der äusseren Arbeit bei der Verdampfung verbrauchte Wärmemenge ε wird als ein Antheil der Verdampfungs- oder latenten Wärme die „äussere Verdampfungswärme“ oder die „äussere latente Wärme“ genannt.

Der übrige Antheil der Verdampfungs- oder latenten Wärme wird „innere Verdampfungswärme“ oder „innere latente Wärme“ genannt und mit ϱ bezeichnet, u. z. ist

$$\varrho = r - \varepsilon = r - A\,p\,u.$$

Es ist ausserdem hinreichend genau

$$\varrho = 575{,}4 - 0{,}791\ t.$$

Die der verrichteten äusseren Arbeit entsprechende Wärmemenge $A\,p\,u$, also die „äussere latente Wärme“ verschwindet bei dem Verdampfungsprocesse als solche und

es bleibt von der zu der Verdampfung verwendeten Gesammtwärme Q eine Wärmemenge

$$J = Q - A p u$$

als dem Dampfe eigenthümlich zurück, welche „**Dampfwärme**" genannt wird. (Zeuner.)

Die zur Verdampfung der Gewichtseinheit Wasser von der Temperatur 0° Cels. unter constantem Drucke p erforderliche Gesammtwärme Q setzt sich somit nach dem folgenden Schema zusammen:

$$\overbrace{q + \overbrace{\varrho + \varepsilon}^{r}}^{Q} \qquad \underbrace{\underbrace{q + \varrho}_{J} + \varepsilon}_{Q}$$

in Worten ausgedrückt:

Gesammtwärme = Flüssigkeitsw. + Verdampfungswärme (innere Verdampfsw. + äussere Verdampfsw.)

Flüssigkeitsw. + innere Verdampfsw. + äussere Verdampfsw.

Dampfwärme (Flüssigkeitsw. + innere Verdampfsw.) + äussere Verdampfsw. = Gesammtwärme.

In den nachfolgenden „Tabellen für gesättigte Wasserdämpfe" sind die eben besprochenen Wärmemengen für die Dämpfe von verschiedener Spannung und (zugehöriger) Temperatur und ausserdem auch noch die betreffenden specifischen Volumen und specifischen Gewichte angegeben.

In der ersten Tabelle (nach Zeuner) sind die Dampfspannungen nach der **älteren** Annahme der Atmosphäre, als Spannungs-Einheit ausgedrückt, also 1 (alte) Atmosphäre = 1,0334 Kgr. pro □Ctm. angenommen, entsprechend dem Drucke einer Wassersäule von 10,334 Meter, oder einer Quecksilbersäule von 760 Millimeter.

In der zweiten Tabelle (nach Fliegner) ist die „neue“ Atmosphäre zu Grunde gelegt — im Betrage von 1 Kgr. pro □ Ctm., entsprechend dem Drucke einer Wassersäule von 10 Meter, oder einer Quecksilbersäule von 735,5 Millim.

Die Fliegner'schen Tabellenwerthe weichen übrigens in einem höheren Masse von den Zeuner'schen ab, als dies durch das Grössenverhältniss der „neuen“ zur „alten“ Atmosphäre allein bedingt würde; diess kommt daher, dass bei Berechnung der Fliegner'schen Tabelle das mechanische Wärmeäquivalent k nach den neuesten Versuchen von Regnault, also $k = 436$ Met. Kgr. angenommen wurde, während der Zeuner'schen Tabelle der bisher allgemein festgehaltene Werth $k = 424$ Met. Kgr. zu Grunde gelegt ist.

TABELLEN

FÜR

GESÄTTIGTE WASSERDAMPFE,

und zwar:

Erstens: Tabelle nach Zeuner, anzuwenden für die ältere Annahme der Atmosphäre = 1,0334 Kgr. pro □Centm. d. i. 10,334 Met. Wassersäule, oder 760 Millim. Quecksilbersäule.

Zweitens: Tabelle nach Fliegner, anzuwenden für die neue Annahme der Atmosphäre = 1 Kgr. pro □Centim. d. i. 10 Met. Wassersäule oder 735,5 Millim. Quecksilbersäule.

Tabelle für gesättigte Wasser-

(Für die ältere Annahme der Atmosphäre = 1,0334 Kgr. pro

Dampfspannung in			Temperatur (Cels.) t	Flüssigkeits-wärme q
Atmo-sphären (alt)	Millim. Quecksilber-säule	Kilogr. pro Q.-Meter		
0,1	76	1033,4	46,21	46,282
0,2	152	2066,8	60,45	60,589
0,3	228	3100,2	69,49	69,687
0,4	304	4133,6	76,25	76,499
0,5	380	5167,0	81,71	82,017
0,6	456	6200,4	86,32	86,662
0,7	532	7233,8	90,32	90,704
0,8	608	8267,2	93,88	94,304
0,9	684	9300,6	97,08	97,543
1,0	760	10334,0	100,00	100,500
1,1	836	11367,4	102,68	103,216
1,2	912	12400,8	105,17	105,740
1,3	988	13434,2	107,50	108,104
1,4	1064	14467,6	109,68	110,316
1,5	1140	15501,0	111,74	112,408
1,6	1216	16534,4	113,69	114,389
1,7	1292	17567,8	115,54	116,269
1,8	1368	18601,2	117,30	118,059
1,9	1444	19634,6	118,99	119,779
2,0	1520	20668,0	120,60	121,417
2,1	1596	21701,4	122,15	122,995
2,2	1672	22734,8	123,64	124,513
2,3	1748	23768,2	125,07	125,970
2,4	1824	24801,6	126,46	127,386
2,5	1900	25835,0	127,80	128,753
2,6	1976	26868,4	129,10	130,079
2,7	2052	27901,8	130,35	131,354
2,8	2128	28935,2	131,57	132,599
2,9	2204	29968,6	132,76	133,814
3,0	2280	31002,0	133,91	134,989
3,1	2356	32035,4	135,03	136,133
3,2	2432	33068,8	136,12	137,247
3,3	2508	34102,2	137,19	138,341
3,4	2584	35135,6	138,23	139,404
3,5	2660	36169,0	139,24	140,438

dämpfe nach Zeuner. (Anfang d. Tab.)

□Centim. d. i. 10,334 Met. Wasser- oder 760 Millim. Quecksilbersäule.)

Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme ε	Spec. Volumen, Cub.-Meter pro Kilogr. v	Spec. Gewicht, Kilogr. pro Cub.-Meter σ	Dampf-spannung in Atm. (alt)
538,848	35,464	14,5508	0,0687	**0,1**
527,584	36,764	7,5421	0,1326	**0,2**
520,433	37,574	5,1388	0,1945	**0,3**
515,086	38,171	3,9154	0,2553	**0,4**
510,767	38,637	3,1705	0,3153	**0,5**
507,121	39,045	2,6700	0,3744	**0,6**
503,957	39,387	2,3086	0,4330	**0,7**
501,141	39,688	2,0355	0,4910	**0,8**
498,610	39,957	1,8216	0,5487	**0,9**
496,300	40,200	1,6494	0,6059	**1,0**
494,180	40,421	1,5077	0,6628	**1,1**
492,210	40,626	1,3891	0,7194	**1,2**
490,367	40,816	1,2882	0,7757	**1,3**
488,643	40,993	1,2014	0,8317	**1,4**
487,014	41,159	1,1258	0,8874	**1,5**
485,471	41,315	1,0595	0,9430	**1,6**
484,008	41,463	1,0007	0,9983	**1,7**
482,616	41,602	0,9483	1,0534	**1,8**
481,279	41,734	0,9012	1,1084	**1,9**
480,005	41,861	0,8588	1,1631	**2,0**
478,779	41,981	0,8202	1,2177	**2,1**
477,601	42,096	0,7851	1,2721	**2,2**
476,470	42,207	0,7529	1,3264	**2,3**
475,370	42,314	0,7234	1,3805	**2,4**
474,310	42,416	0,6961	1,4345	**2,5**
473,282	42,515	0,6709	1,4883	**2,6**
472,293	42,610	0,6475	1,5420	**2,7**
471,328	42,702	0,6257	1,5956	**2,8**
470,387	42,791	0,6054	1,6490	**2,9**
469,477	42,876	0,5864	1,7024	**3,0**
468,591	42,960	0,5686	1,7556	**3,1**
467,729	43,040	0,5518	1,8088	**3,2**
466,883	43,119	0,5361	1,8618	**3,3**
466,060	43,196	0,5213	1,9147	**3,4**
465,261	43,269	1,5072	1,9676	**3,5**

Tabelle für gesättigte Wasser-

Dampfspannung in			Temperatur (Cels.) t	Flüssigkeits-wärme q
Atmo-sphären (alt)	Millim. Quecksilber-säule	Kilogr. pro Q.-Meter		
3,5	2660	36169,0	139,24	140,438
3,6	2736	37202,4	140,23	141,450
3,7	2812	38235,8	141,21	142,453
3,8	2888	39269,2	142,15	143,416
3,9	2964	40302,6	143,08	144,368
4,0	3040	41336,0	144,00	145,310
4,1	3116	42369,4	144,89	146,222
4,2	3192	43402,8	145,76	147,114
4,3	3268	44436,2	146,61	147,985
4,4	3344	45469,6	147,46	148,857
4,5	3420	46503,0	148,29	149,708
4,6	3496	47536,4	149,10	150,539
4,7	3572	48569,8	149,90	151,360
4,8	3648	49603,2	150,69	152,171
4,9	3724	50636,6	151,46	152,961
5,0	3800	51670,0	152,22	153,741
5,1	3876	52703,4	152,97	154,512
5,2	3952	53736,8	153,70	155,262
5,3	4028	54770,2	154,43	156,012
5,4	4104	55803,6	155,14	156,741
5,5	4180	56837,0	155,85	157,471
5,6	4256	57870,4	156,54	158,181
5,7	4332	58903,8	157,22	158,880
5,8	4408	59937,2	157,90	159,579
5,9	4484	60970,6	158,56	160,259
6,0	4560	62004,0	159,22	160,938
6,1	4636	63037,4	159,87	161,607
6,2	4712	64070,8	160,50	162,255
6,3	4788	65104,2	161,14	162,915
6,4	4864	66137,6	161,76	163,553
6,5	4940	67171,0	162,37	164,181
6,6	5016	68204,4	162,98	164,810
6,7	5092	69237,8	163,58	165,428
6,8	5168	70271,2	164,18	166,047
6,9	5244	71304,6	164,76	166,645
7,0	5320	72338,0	165,34	167,243

dämpfe nach Zeuner. (Fortsetzung.)

Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme ε	Spec. Volumen, Cub.-Meter pro Kilogr. v	Spec. Gewicht, Kilogr. pro Cub.-Meter σ	Dampfspannung in Atm. (alt)
465,261	43,269	0,5072	1,9676	3,5
464,478	43,342	0,4940	2,0203	3,6
463,703	43,413	0,4814	2,0729	3,7
462,959	43,480	0,4695	2,1255	3,8
462,224	43,548	0,4581	2,1780	3,9
461,496	43,614	0,4474	2,2303	4,0
460,792	43,677	0,4371	2,2826	4,1
460,104	43,739	0,4273	2,3349	4,2
459,431	43,799	0,4179	2,3871	4,3
458,759	43,859	0,4090	2,4391	4,4
458,103	43,918	0,4004	2,4911	4,5
457,462	43,975	0,3922	2,5430	4,6
456,829	44,030	0,3844	2,5949	4,7
456,204	44,085	0,3768	2,6467	4,8
455,595	44,139	0,3696	2,6984	4,9
454,994	44,192	0,3626	2,7500	5,0
454,401	44,243	0,3559	2,8016	5,1
453,823	44,293	0,3495	2,8531	5,2
453,246	44,343	0,3433	2,9046	5,3
452,684	44,392	0,3373	2,9560	5,4
452,123	44,441	0,3315	3,0073	5,5
451,577	44,487	0,3259	3,0586	5,6
451,039	44,533	0,3205	3,1098	5,7
450,501	44,579	0,3153	3,1610	5,8
449,979	44,623	0,3103	3,2122	5,9
449,457	44,667	0,3054	3,2632	6,0
448,943	44,710	0,3007	3,3142	6,1
448,444	44,753	0,2962	3,3652	6,2
447,938	44,794	0,2917	3,4161	6,3
447,448	44,836	0,2874	3,4670	6,4
446,965	44,876	0,2833	3,5178	6,5
446,483	44,916	0,2792	3,5685	6,6
446,008	44,956	0,2753	3,6192	6,7
445,534	44,994	0,2715	3,6699	6,8
445,075	45,032	0,2678	3,7206	6,9
444,616	45,070	0,2642	3,7711	7,0

Tabelle für gesättigte Wasser-

Dampfspannung in			Temperatur (Cels.) t	Flüssigkeitswärme q
Atmosphären (alt)	Millim. Quecksilbersäule	Kilogr. pro Q.-Meter		
7	5320	72338,0	165,34	167,243
7¼	5510	74921,5	166,77	168,718
7½	5700	77505,0	168,15	170,142
7¾	5890	80088,5	169,50	171,535
8	6080	82672,0	170,81	172,888
8¼	6270	85255,5	172,10	174,221
8½	6460	87839,0	173,35	175,514
8¾	6650	90422,5	174,57	176,775
9	6840	93006,0	175,77	178,017
9¼	7030	95589,5	176,94	179,228
9½	7220	98173,0	178,08	180,408
9¾	7410	100756,5	179,21	181,579
10	7600	103340,0	180,31	182,719
10¼	7790	105923,5	181,38	183,828
10½	7980	108507,0	182,44	184,927
10¾	8170	111090,5	183,48	186,005
11	8360	113674,0	184,50	187,065
11¼	8550	116257,5	185,51	188,113
11½	8740	118841,0	186,49	189,131
11¾	8930	121424,5	187,46	190,139
12	9120	124008,0	188,41	191,126
12¼	9310	126591,5	189,35	192,104
12½	9500	129175,0	190,27	193,060
12¾	9690	131758,5	191,18	194,007
13	9880	134342,0	192,08	194,944
13¼	10070	136925,5	192,96	195,860
13½	10260	139509,0	193,83	196,766
13¾	10450	142092,5	194,69	197,662
14	10640	144676,0	195,53	198,537

dämpfe nach Zeuner. (Schluss.)

Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme ε	Spec. Volumen, Cub.-Meter pro Kilogr. v	Spec. Gewicht, Kilogr. pro Cub.-Meter σ	Dampfspannung in Atm. (alt)
444,616	45,070	0,2642	3,7711	7
443,485	45,162	0,2556	3,8974	7 1/4
442,393	45,250	0,2475	4,0234	7 1/2
441,325	45,337	0,2400	4,1490	7 3/4
440,289	45,420	0,2329	4,2745	8
439,269	45,501	0,2263	4,3997	8 1/4
438,280	45,578	0,2200	4,5248	8 1/2
437,315	45,654	0,2141	4,6495	8 3/4
436,366	45,727	0,2085	4,7741	9
435,440	45,798	0,2031	4,8985	9 1/4
434,539	45,868	0,1981	5,0226	9 1/2
433,645	45,935	0,1933	5,1466	9 3/4
432,775	46,001	0,1887	5,2704	10
431,928	46,064	0,1844	5,3941	10 1/4
431,090	46,127	0,1802	5,5174	10 1/2
430,267	46,189	0,1763	5,6405	10 3/4
429,460	46,247	0,1725	5,7636	11
428,661	46,306	0,1689	5,8864	11 1/4
427,886	46,362	0,1654	6,0092	11 1/2
427,119	46,417	0,1621	6,1318	11 3/4
426,368	46,471	0,1589	6,2543	12
425,624	46,524	0,1558	6,3765	12 1/4
424,896	46,576	0,1529	6,4986	12 1/2
424,177	46,626	0,1500	6,6206	12 3/4
423,465	46,676	0,1473	6,7424	13
422,769	46,724	0,1447	6,8642	13 1/4
422,080	46,772	0,1421	6,9857	13 1/2
421,400	46,818	0,1397	7,1072	13 3/4
420,736	46,864	0,1373	7,2283	14

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe

nach Fliegner.

Anzuwenden für die **neue** Annahme der Atmosphäre = 1 Kilogr. pro Quadr.-Centim., d. i. 10 Meter Wasser- oder 735,5 Millim. Quecksilbersäule.

Dampfspannung in		Temperatur (Cels.) t	Flüssigkeitswärme q	Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme ε	Spec. Volumen, Cub.-Met. p. Kgr. v	Spec. Gewicht, Kgr. p. Cub.-Met. σ
neuen Atm. od. Kilogr. pro □Ctm.	Millim. Quecksilbersäule						
0,1	73,55	45,58	45,65	539,63	35,12	15,313	0,0653
0,2	147,10	59,76	59,89	528,35	36,49	7,954	0,1257
0,3	220,65	68,42	68,93	521,18	37,36	5,430	0,1842
0,4	294,20	75,47	75,71	515,81	38,00	4,143	0,2414
0,5	367,75	80,90	81,19	511,48	38,51	3,3590	0,2977
0,6	441,30	85,48	85,82	507,83	38,93	2,8299	0,3534
0,7	514,85	89,47	89,84	504,66	39,29	2,4479	0,4085
0,8	588,40	93,00	93,43	501,85	39,59	2,1588	0,4632
0,9	661,95	96,19	96,64	499,34	39,86	1,9321	0,5176
1,0	735,50	99,09	99,58	497,05	40,10	1,7493	0,5717
1,1	809,05	101,76	102,28	494,90	40,36	1,6006	0,6428
1,2	882,60	104,24	104,79	492,93	40,57	1,4749	0,6780
1,3	956,15	106,55	107,14	491,10	40,76	1,3681	0,7310
1,4	1029,7	108,72	109,34	489,38	40,94	1,2761	0,7837
1,5	1103,3	110,76	111,42	487,76	41,11	1,1960	0,8361
1,6	1176,8	112,70	113,38	486,22	41,27	1,1256	0,8884
1,7	1250,4	114,54	115,25	484,76	41,42	1,0633	0,9405
1,8	1323,9	116,29	117,03	483,38	41,56	1,0077	0,9923
1,9	1397,5	117,97	118,84	481,96	41,69	0,9576	1,044
2,0	1471,0	119,57	120,37	480,78	41,82	0,9128	1,096

Schluss der Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe.

Dampfspannung in		Temperatur (Cels.) t	Flüssigkeitswärme q	Innere latente Wärme ϱ	Aeussere latente Wärme ε	Spec. Volumen, Cub.-Met. p. Kgr. v	Spec. Gewicht, Kgr. p. Cub.-Met. σ
neuen Atm. od. Kilogr. pro □Ctm.	Millim. Quecksilbersäule						
2,0	1471,0	119,57	120,37	480,78	41,82	0,9128	1,096
2,5	1838,8	126,73	127,66	475,11	42,38	0,7402	1,351
3,0	2206,5	132,80	133,85	470,30	42,85	0,6237	1,603
3,5	2574,3	138,10	139,27	466,11	43,24	0,5396	1,853
4,0	2942,0	142,82	144,10	462,38	43,58	0,4760	2,101
4,5	3309,8	147,09	148,48	459,00	43,88	0,4262	2,346
5,0	3677,5	150,99	152,48	455,92	44,16	0,3860	2,590
5,5	4045,3	154,59	156,18	453,07	44,40	0,3530	2,833
6,0	4413,0	157,94	159,63	450,42	44,63	0,3253	3,074
6,5	4780,8	161,08	162,85	447,95	44,83	0,3017	3,314
7,0	5148,5	164,03	165,89	445,62	45,02	0,2814	3,553
7,5	5516,3	166,82	168,76	443,41	45,20	0,2638	3,791
8,0	5884,0	169,46	171,49	441,32	45,37	0,2483	4,028
8,5	6251,8	171,98	174,09	439,33	45,53	0,2345	4,264
9,0	6619,5	174,38	176,58	437,43	45,67	0,2223	4,499
9,5	6987,3	176,68	178,96	435,62	45,81	0,2113	4,733
10,0	7355,0	178,89	181,24	433,87	45,95	0,2013	4,967
10,5	7722,8	181,01	183,44	432,19	46,07	0,1923	5,200
11,0	8090,5	183,05	185,56	430,58	46,19	0,1841	5,432
11,5	8458,3	185,03	187,61	429,02	46,31	0,1766	5,664
12,0	8826,0	186,94	189,59	427,51	46,42	0,1696	5,895
12,5	9193,8	188,78	191,51	426,05	46,52	0,1633	6,125
13,0	9561,5	190,57	193,38	424,63	46,62	0,1574	6,355
13,5	9929,3	192,31	195,18	423,25	46,72	0,1519	6,584
14,0	1029,7	194,00	196,94	421,92	46,81	0,1468	6,813

2. Kapitel.

Entwicklung derjenigen Gesetze, welche in dem nachfolgenden Grundrisse der Dampfmaschinentheorie zu Grunde gelegt werden.

Die nachfolgenden Gesetze haben zunächst auf permanente Gase, und nur bedingungsweise auf Dämpfe — insoweit nämlich eine in Betracht gezogene Dampfmasse unter den obwaltenden Umständen der ganzen Masse nach in Gasform verharrt — unmittelbare Anwendung.

Bezeichnungen.

Es bezeichne für eine in Betracht gezogene Gasmasse vom Gewichte $\mathfrak{G}$ (Kilogr.) einem gewissen Zustande derselben entsprechend, resp. diesen Zustand charakterisirend:

V das absolute Volumen (in Cub.-Met.);
v das specifische Volumen (Volumen der Gewichtseinheit, also Volumen pro 1 Kilogr. in Cub.-Met.);
σ das specifische Gewicht (Gewicht der Volumseinheit, also Gewicht pro Cub.-Met. in Kilogr.);
p die Spannung, als Druck pro Flächeneinheit (Kilogr. pro Quadrat-Met.);
t die Temperatur in Graden nach Celsius;
α den Ausdehnungscoëfficienten von 0^0 um 1^0 Cels.

Es seien ferner:

$$V_1,\ v_1,\ \sigma_1,\ p_1 \text{ und } t_1$$

ie analogen Grössen für irgend einen anderen Zustand ɘrselben Gasmasse — eventuell (bei permanenten Gasen)

einer anderen jedoch (dem Gewichte nach) gleich grossen Gasmasse derselben Art;

V_0, v_0, σ_0, p_0 die analogen Grössen für $t = o$.

Es ist sodann unter allen Umständen

$$V = v\,\mathfrak{G},\ V_1 = v_1\,\mathfrak{G} \text{ etc.}$$

$$\mathfrak{G} = V\sigma = V_1\,\sigma_1 \text{ etc.}$$

somit:

$$v\,\sigma = v_1\,\sigma_1 = \text{etc.} = 1$$

$$v = \frac{1}{\sigma},\ v_1 = \frac{1}{\sigma_1} \text{ etc.}$$

$$\sigma = \frac{1}{v},\ \sigma_1 = \frac{1}{v_1} \text{ etc.}$$

$$\frac{V}{V_1} = \frac{v}{v_1} = \frac{\sigma_1}{\sigma}.$$

Das Mariotte'sche Gesetz.

Dasselbe setzt für zwei in Betracht gezogene gleich grosse Gasmassen derselben Art, oder aber für Eine Gasmasse in zwei verschiedenen Zuständen die gleiche Temperatur voraus und lautet:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{p_1}{p}, \quad \ldots\ldots \quad a.)$$

daher auch

$$\frac{v}{v_1} = \frac{\sigma_1}{\sigma} = \frac{p_1}{p}, \quad \ldots\ldots \quad a_1.)$$

d. h. bei gleicher Temperatur sind die Volumen den Spannungen umgekehrt, also die specifischen Gewichte den Spannungen direct proportional.

Das Gay-Lussac'sche Gesetz.

Dasselbe setzt für zwei in Betracht gezogene gleich grosse Gasmassen derselben Art, oder aber für Eine Gasmasse in zwei verschiedenen Zuständen die gleiche Spannung voraus.

Man hat zunächst

$$V = V_0 (1 + \alpha t)$$
$$V_1 = V_0 (1 + \alpha t_1);$$

hieraus

$$\frac{V}{V_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1}, \quad \ldots . \; b.)$$

oder aber

$$\frac{V}{V_1} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t}{\frac{1}{\alpha} + t_1}.$$

Man setzt

$$\left.\begin{array}{l} \frac{1}{\alpha} + t = T \\ \frac{1}{\alpha} + t_1 = T_1 \end{array}\right\} \ldots b'.)$$

und nennt diese um $\frac{1}{\alpha}$ vermehrten Celsius'schen Temperaturen: die absoluten Temperaturen. Man hat also auch

$$\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_1} \ldots b''.)$$

d. h. bei gleicher Spannung verhalten sich die Gasvolumina wie die absoluten Temperaturen.

Bemerkung. Es ist für die meisten gasförmigen Flüssigkeiten, insbesondere aber für die atmosphärische Luft und für den (trockenen) Wasserdampf:

$$\alpha = 0{,}003665$$
$$\text{und } \frac{1}{\alpha} \text{ nahe} = 273$$

daher ist für die genannten Körper die absolute Temperatur

$$\left.\begin{array}{l} T = 273 + t \\ T_1 = 273 + t_1 \text{ u. s. w.} \end{array}\right\} b'''.)$$

d. h. der Nullpunkt des Thermometers, welches die absoluten Temperaturen angeben würde, wäre bei — 273° Cels. (unter dem Wassergefrierpunkte). Insoferne nun der Ausdehnungs-Coëfficient α für die (untersuchten) permanenten Gase als gleich gross und in Bezug auf t als constant erwiesen worden ist, wäre jener Nullpunkt zugleich der Punkt der allgemeinen Erstarrung, denn es wird für $t = -273$ wegen $\alpha = \frac{1}{273}$

bei einer (beliebigen) Spannung, welche ein Volumen V_0 für $t = 0$ bedingt, das Gasvolumen

$$V = V_0 (1 + \alpha t) = 0$$

Ob diese Schlussfolgerung als angebliches Naturgesetz fest zu halten wäre, ist hier nicht zu untersuchen. Ebenso wenig braucht hier auf irgend weitläufigere rechnungsmässige Combinationen behufs Beurtheilung und eventueller Correction des (empirischen) Werthes von α und der hiemit etwa zusammenhängenden anderweitigen Grössen für den vorliegenden Zweck der „Dampfmaschinenberechnung" eingegangen zu werden.

Das combinirte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz.

Wenn bei zwei gleich grossen Gasmassen oder bei Einer Gasmasse in zwei verschiedenen Zuständen weder die Temperaturen noch die Spannungen gleich sind, so lässt sich doch zwischen die beiden Zustände

1. $V \; t \; p$
und 2. $V_1 \; t_1 \; p_1$
ein dritter 3. $V_2 \; t \; p_1$

eingeschaltet denken, in welchem die Gasmasse mit 1. die gleiche Temperatur t und mit 2. die gleiche Spannung p_1, dann aber ein von beiden verschiedenes Volumen V_2 besitzt; man hat zunächst für 1. und 3. wegen der gleichen Temperatur t gemäss *a.*)

$$\frac{V}{V_2} = \frac{p_1}{p},$$

ferner für 3. und 2. wegen der gleichen Spannung p_1 gemäss *b*) und *b''*)

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1} = \frac{T}{T_1}.$$

Durch Multiplication beider Gleichungen erhält man:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{p_1}{p} \; \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1} = \frac{p_1 \, T}{p \, T_1} \quad . . . \; c.)$$

In anderer Form lautet das hiemit ausgedrückte Gay-Lussac-Mariotte'sche Gesetz:

$$\frac{V p}{T} = \frac{V_1 p_1}{T_1} = \frac{V_2 p_2}{T_2} = \text{etc.} = \text{Const.} \quad . . . \; d.)$$

Setzt man hier

$$V = \mathfrak{S}\, v;\quad V_1 = \mathfrak{S}\, v_1;\quad V_2 = \mathfrak{S}\, v_2 \text{ etc.},$$

so ergibt sich

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{v\,p}{T} = \dfrac{v_1\,p_1}{T_1} = \ldots = R \\ \text{oder aber wegen } v = \dfrac{1}{\sigma} \\ \dfrac{p}{\sigma\,T} = \dfrac{p_1}{\sigma_1\,T_1} = \ldots = R \end{array}\right\} \ldots d'.)$$

Man nennt R die Constante des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes. Diese Constante lässt sich für ein beliebiges Gas numerisch feststellen, wenn man das specifische Gewicht desselben bei einer bestimmten Spannung und Temperatur kennt. Insbesondere für die atmosphärische Spannung bei der Temperatur von 0° Cels. hat man, wenn man den normalen Atmosphärendruck mit $\mathfrak{A}$ bezeichnet: $p_0 = \mathfrak{A} = 10334$ Kgr. pro Quadrat-Met. (für die „alte“ Atmosphäre)

(resp. $p_0 = \mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Quadr.-Met. für die „neue“ Atmosphäre);

ferner gemäss b')

$$T_0 = \frac{1}{\alpha},$$

d. h.

$$\frac{p_0}{\sigma_0\,T_0} = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0},$$

mithin gemäss d')

$$\frac{v\,p}{T} = \frac{p}{\sigma\,T} = R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0} \quad \ldots e.)$$

Für $\alpha = 0{,}003665$ und für die „alte“ Atmosphäre folgt:

$$R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0} = \frac{37{,}874}{\sigma_0},$$

während für die „neue“ Atmosphäre:

$$R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0} = \frac{36{,}65}{\sigma_0}.$$

Da nun auch das specifische Gewicht σ_0 für $t = 0$ bei einem jeden Gase einen bestimmten numerischen Werth hat, welcher für die wichtigeren Gase durch genaue Ver-

suche (z. B. für die atmosphärische Luft = 1,2932 Kgr. pro Cub.-Mtr.) festgestellt worden ist, so erscheint die Grösse $R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0}$ für ein (der Art nach) bestimmtes Gas als eine bestimmte numerische Grösse.

Beispielsweise ist für die atmosphärische Luft u. z. für die „alte" Atmosphäre:

$$R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0} = \frac{37,874}{1,2932} = 29,288,$$

für die „neue" Atmosphäre wäre:

$$R = \frac{\mathfrak{A}\,\alpha}{\sigma_0} = \frac{36,65}{1,2932} = 28,340.$$

Die Constante R des Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetzes hat indessen nicht bloss für ein jedes Gas eine bestimmte numerische Grösse, sondern auch eine gewisse u. z. für die weitere Entwickelung wichtige mechanische Bedeutung.

Wir gelangen zu der Kenntniss dieser Bedeutung, wenn wir uns das folgende Experiment ausgeführt vorstellen:

Wir erwärmen eine Gewichtseinheit des betreffenden Gases um 1° Cels. unter constantem Druck und ermitteln die hiebei verrichtete (äussere) Arbeit. Zu diesem Zwecke denken wir das Gas in einem cylindrischen Gefässe durch einen Kolben abgeschlossen, dessen Fläche = 1 und dessen Gewicht den constanten Druck p_1 (pro Flächeneinheit) repräsentirt. Das anfängliche (specifische) Volumen sei v_1, das schliessliche v; dann sind v_1 und v zugleich die Höhen, welche das Gas vor und nach der Erwärmung in dem Cylinder einnimmt, und es repräsentirt die Differenz $v - v_1$ den bei der Erwärmung zurückgelegten Weg, durch welchen der Druck p_1 überwunden wurde; daher ist die bei der Erwärmung verrichtete Arbeit

$$A_w = p_1\,(v - v_1).$$

Wenn ferner die anfängliche absolute Temperatur T_1 war, so ist wegen b') die schliessliche $T_1 + 1$ und man hat bei constantem Druck nach b'');

$$\frac{v}{v_1} = \frac{T_1+1}{T_1} = 1 + \frac{1}{T_1}$$

hieraus ergibt sich

$$v - v_1 = \frac{v_1}{T_1}.$$

Es ist daher

$$A_w = p_1 \,(v - v_1) = \frac{p_1 \, v_1}{T_1}.$$

Da die Grössen p_1, v_1 und T_1 dem Gase in einem bestimmten (anfänglichen) Zustande zukommen, so erkennen wir gemäss $d')$ in $\frac{p_1 \, v_1}{T_1} = A_w$ die Constante R des Gay-Lussac-Mariotte'-schen Gesetzes.

Diese Constante hat also den Werth und die Bedeutung derjenigen äusseren Arbeit, welche die Gewichtseinheit des betreffenden Gases verrichtet, wenn dasselbe bei einem beliebigen, aber constanten Drucke um 1° Cels. erwärmt wird.

Zu dieser Erwärmung braucht man für ein bestimmtes Gas eine bestimmte Wärmemenge, welche man die „Wärmecapacität des Gases für constanten Druck" (mit Arbeitsverrichtung) nennt, und (in Calorien ausgedrückt) mit $\mathfrak{C}'$ bezeichnet.

Zu der Erwärmung der Gewichtseinheit des Gases um 1° Cels. unter constantem Volumen (ohne Arbeitsverrichtung) ist eine geringere Wärmemenge $\mathfrak{C}$ (in Calorien) erforderlich, welche man „Wärmecapacität für constantes Volumen", oder auch „rationelle Wärmecapacität" nennt.

Der Unterschied $\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}$ ist offenbar die in Calorien ausgedrückte auf die Leistung der obigen äusseren Arbeit verwendete — resp. die dieser Arbeit äquivalente Wärmemenge. Da nun die einer (franz.) Calorie äquivalente Arbeit (mechanisches Wärmeäquivalent) nach Vorausgegangenem

$$k = 424 \text{ Met. Kilogr.}$$

(nach den neuesten Angaben aber $k = 436$ Met. Kgr.), o ist die Grösse der bezeichneten (äusseren) Arbeit

$$A_w = k \, (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}).$$

Dieses Ergebniss mit dem obigen

$$A_w = \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p v}{T} = \ldots$$

zusammengehalten gibt die Relation

$$\frac{p v}{T} = k\,(\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})\,; \ldots f.)$$

wegen $v = \frac{V}{\mathfrak{G}}$ hätte man auch für eine beliebige Gasmenge vom Gewichte $\mathfrak{G}$:

$$\frac{p V}{T} = k\,\mathfrak{G}\,(\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}) \ldots f'.)$$

Das Poisson'sche Gesetz.

Ableitung dieses Gesetzes.

Die bisher behandelten Gesetze dienen zur Beurtheilung verschiedener Zustände der Gase (und insoweit die Dämpfe in Gasform verharren, auch für diese) ohne Rücksicht darauf, wie diese Zustände herbeigeführt wurden.

Wir stellen uns nun die Frage: In welcher Weise ändert sich der Zustand eines Gases (eventuell eines Dampfes), wenn dasselbe entweder vermöge seiner Spannung einen äusseren Widerstand überwindend (Arbeit verrichtend) expandirt, oder aber, wenn dasselbe durch einen äusseren Druck (also durch Verwendung äusserer Arbeit) comprimirt wird u. z. derart, dass hiebei dem Gase von Aussen weder Wärme mitgetheilt, noch entzogen wird? Unter diesen Umständen kann die durch die Expansion von dem Gase abzugebende Arbeit nur durch die Einbusse einer äquivalenten Wärmemenge erzielt werden, während hingegen die zum Comprimiren verwendete Arbeit die Aufnahme einer äquivalenten Wärmemenge von Seite des Gases bedingen wird.

Wir denken uns für diese beiden Vorgänge die Gasmenge $\mathfrak{G}$ (Kilogr.) in einem wärmedichten Cylinder durch einen Kolben abgeschlossen, welcher derart belastet ist, dass in jedem Momente die auf die Flächeneinheit des

Kolbens entfallende Belastung der jeweiligen Spannung des Gases gleich ist.

Es sei bei Beginn des Vorganges in beiden Fällen (vor der Expansion, vor der Compression)

V_1 das Volumen,

T_1 die absolute Temperatur,

p_1 die Spannung des Gases, und es seien

$$V,\ T \text{ und } p$$

die analogen Grössen in irgend einem Stadium der Expansion oder der Compression; es sei ferner

f der Cylinderquerschnitt (oder die Kolbenfläche),

s der Abstand des Kolbens von dem Cylinderboden in jenem beliebigen Stadium der Expansion oder Compression;

der Gesammtdruck auf den Kolben ist in diesem Momente $= f p$.

Zuvörderst ist die elementare Volumzunahme

$$d V = f \,.\, d s$$

bei der Expansion positiv, bei der Compression hingegen essentiell negativ (weil hier $d s$ negativ ist); daher ist die elementare Wirkung, welche doch in beiden Fällen positiv sein muss:

α) bei der Expansion

$$d W_\varepsilon = f p \,.\, d s = p \,.\, d V \ . \ . \ . \ g)$$

β) bei der Compression

$$d W_c = -f p \,.\, d s = -p \,.\, d V \ . \ . \ . \ . \ g.')$$

Diese elementare Wirkung muss nun in beiden Fällen derjenigen Wärmemenge äquivalent sein, welche der zugehörigen Temperaturänderung $d T$ entspricht. (Gemäss Be-ʼhung b') ist $d t = d T$.) Diese Wärmemenge findet man, ‚nn man $d T$ für 1 Kilogr. Gas mit der (rationellen) ırmecapacität $\mathfrak{C}$, für $\mathfrak{G}$ Kilogr. also mit $\mathfrak{G}\,\mathfrak{C}$ multiplicirt. ın ist $d T$ bei der Expansion negativ, bei der Compression ʼgegen positiv, mithin ist

α') bei der Expansion der elementare Wärmeverlust $= - \mathfrak{G}\,\mathfrak{C}\,d\,T$ und die diesem Wärmeverlust äquivalente elementare Expansionswirkung

$$d\,W_e = -k \,.\, \mathfrak{G} \,.\, \mathfrak{C} \,.\, d\,T,$$

β') bei der Compression ist der elementare Wärmegewinn $= \mathfrak{G} \,.\, \mathfrak{C} \,.\, d\,T$ und die diesem Wärmegewinn äquivalente elementare Compressionswirkung

$$d\,W_c = k \,.\, \mathfrak{G} \,.\, \mathfrak{C} \,.\, d\,T.$$

Durch die Vergleichung dieser beiden Werthe beziehungsweise mit jenen in g) und g') erhalten wir für die Expansion und Compression übereinstimmend:

$$p \,.\, d\,V = -k \,.\, \mathfrak{G} \,.\, \mathfrak{C} \,.\, d\,T.$$

Um aus dieser Gleichung die dritte Variable p zu eliminiren, halten wir dieselbe mit der allgemein giltigen Beziehung f'):

$$\frac{p\,V}{T} = k \,.\, \mathfrak{G} \,.\, (\mathfrak{C}' - \mathfrak{C})$$

zusammen, und erhalten

$$\frac{d\,V}{V} = -\frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}' - \mathfrak{C}} \,.\, \frac{d\,T}{T}.$$

Setzen wir

$$\frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = \varkappa \ldots h)$$

so ist

$$\frac{\mathfrak{C}}{\mathfrak{C}^1 - \mathfrak{C}} = \frac{1}{\varkappa - 1}$$

und man hat:

$$\frac{d\,V}{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1} \,.\, \frac{d\,T}{T}.$$

Indem wir bei der Integration die Grenzen V_1 und T_1 als Anfangswerthe, V und T als Endwerthe einsetzen, ergibt sich:

$$\text{logn.}\ V \Big\}_{V^1}^{V} = -\frac{1}{\varkappa - 1}\ \text{logn.}\ T \Big\}_{T^1}^{T}$$

$$= \frac{1}{\varkappa - 1}\ \text{logn.}\ T \Big\}_{T}^{T^1}$$

also

$$\text{logn.}\ \frac{V}{V_1} = \frac{1}{\varkappa-1}\ \text{logn.}\ \frac{T_1}{T},$$

d. h.

$$\left(\frac{V}{V_1}\right)^{\varkappa-1} = \frac{T_1}{T}$$

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa-1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad i)$$

mit Hinzuziehung des Gay-Lussac-Mariotteschen Gesetzes *c*)

$$\frac{V}{V_1} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{T}{T_1},$$

hat man auch

$$\frac{T}{T_1} = \frac{V}{V_1} \cdot \frac{p}{p_1},$$

somit

$$\frac{V}{V_1} \cdot \frac{p}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa-1};$$

d. h.

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad i')$$

auch ist noch aus *i*) und *i'*)

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad i'').$$

Die Gleichungen *i*), *i'*) und *i''*) drücken das sogen. Poisson'sche Gesetz aus; dieselben gelten bei permanenten Gasen eben so für die Expansion als für die Compression.

In beiden Fällen ist der ursprüngliche Zustand des Gases durch die Grössen V_1, p_1 und T_1, der Endzustand durch V, p und T charakterisirt. Und zwar ergibt sich:

mittelst *i*) die Endtemperatur T aus der anfänglichen T_1 und aus dem Verhältnisse $\frac{V_1}{V}$ des anfänglichen zum Endvolumen;

mittelst *i'*) die Endspannung p aus der anfänglichen p_1 und dem eben genannten Volumenverhältniss;

mittelst *i''*) die Endtemperatur T aus der anfänglichen T_1 und aus dem Spannungsverhältnisse $\frac{p}{p_1}$.

Durch den Vergleich der Beziehung *i'*) mit dem Ausdrucke des einfachen Mariotte'schen Gesetzes:

$$\frac{p}{p_1} = \frac{V_1}{V}, \text{ [siehe } a) \text{ S. 24]}$$

ist dem Poisson'schen Gesetze auch die Bezeichnung „Potenzirtes Mariotte'sches Gesetz“ zugedacht worden.

Bei den Dämpfen gelten die Poisson'schen Gleichungen wohl für die Compression, und weisen diessfalls eine Ueberhitzung des ursprünglich gesättigten Dampfes nach; für expandirende Dämpfe haben dieselben jedoch nur insolange directe Anwendung, als während der Expansion die ganze Dampfmenge in Gasform verharrt, und diess ist nur dann der Fall, wenn der Dampf ursprünglich in einem entsprechend hohen Grade überhitzt war; gesättigter oder nicht hinlänglich überhitzter Dampf wird bei der Expansion (mit Arbeitsverrichtung) gewissermassen „unterhitzt“ d. h. er schlägt sich theilweise tropfbar flüssig nieder.

Von der Ueberhitzung des gesättigten Wasserdampfes bei der Compression und von der „Unterhitzung“ (resp. theilweiser Condensation) desselben bei der Expansion kann man sich durch Berechnung einschlägiger Beispiele mit Zuhilfenahme der Zeuner'schen Dampftabelle (S. 14—19) leicht überzeugen. (Siehe die nächstfolgende „Anwendung des Poisson'schen Gesetzes“.)

Man hat hiebei für den Wasserdampf:

$$\left.\begin{array}{l} \mathfrak{C}' = 0{,}381, \\ \mathfrak{C} = 0{,}270, \\ \varkappa = \dfrac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41 \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots k.)$$

Für die atmosphärische Luft ist

$$\left.\begin{array}{l} \mathfrak{C}' = 0{,}2377 \\ \mathfrak{C} = 0{,}1685 \\ \varkappa = \dfrac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41 \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots k'.)$$

Die für das Poisson'sche Gesetz benöthigten Werthe von $\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}}$ sind also bei dem Wasserdampfe und der atmosphärischen Luft übereinstimmend.

Es ist sodann für Luft und Dampf weiterhin:

$$\left.\begin{array}{ll} \varkappa = 1{,}41. & \frac{1}{\varkappa} = 0{,}709 \\ \varkappa - 1 = 0{,}41 & \frac{1}{\varkappa - 1} = 2{,}44 \\ \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} = 0{,}291 & \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 3{,}44 \end{array}\right\} \quad k''.)$$

Da in den obigen Ausdrücken des Poisson'schen Gesetzes die anfänglichen und schliesslichen Volumen und Spannungen nur in ihren Verhältnissen $\left(\frac{v}{v_1}, \frac{p}{p_1} \text{ u. s. w.}\right)$ vorkommen, so können dieselben in einem beliebigen Masse, also insbesondere die Spannungen auch in Atmosphären ausgedrückt werden.

Anwendung des Poisson'schen Gesetzes
auf Luft und Wasserdampf.

Nehmen wir für ein Beispiel der Anwendung des Poisson'schen Gesetzes zuvörderst eine (beliebige) Quantität atmosphärischer Luft im natürlichen Zustande, also bei atmosphärischer Spannung und bei einer Temperatur $t_1 = 10^0$ Cels.; comprimiren wir dieselbe (in einem wärmedichten Gefässe) auf $^1/_2$ ihres ursprünglichen Volumens V_1 und fragen wir nach der hiebei entstehenden Endtemperatur und Endspannung.

Es ist diessfalls das Volumen-Verhältniss $\frac{V_1}{V} = 2$, die absolute Anfangstemperatur $T_1 = 273 + t = 283$.

Gemäss *i.*) ist demnach die absolute Endtemperatur

$$T = T_1 \, . \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa-1} = 283 \, . \, 2^{0{,}41} = 376;$$

hieraus folgt

$$t = T - 273 = 103^0$$

als Endtemperatur nach Celsius.

Für die Endspannung hat man nach i'.)

$$p = p_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa}.$$

Setzen wir wieder $\frac{V_1}{V} = 2$, und die Anfangsspannung $p_1 = 1$ Atmosphäre, so ergibt sich desgleichen in Atmosphären die Endspannung

$$p = 1 \,.\, 2^{1,41} = 2{,}66 \text{ Atm.},$$

während bei gleichbleibender Temperatur von 10° Cels. (bei gehöriger Abkühlung) die Endspannung nach dem Mariotte'schen Gesetze bloss 2 Atmosphären betragen würde.

(Zur Controle hat man nach i'') für das Spannungs-Verhältniss $\frac{p}{p_1} = 2{,}66$ und für $T_1 = 283$ die absolute Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 283 \,.\, 2{,}66^{0,291} = 376$$

also

$$t = T - 273 = 103^0 \text{ Cels.}$$

wie vorher.)

Die folgenden zwei Beispiele sollen sich auf (ursprünglich) gesättigten Wasserdampf beziehen.

Wir comprimiren erstlich atmosphärischen, gesättigten Wasserdampf bis zu einer Spannung p von 2,5 Atmosphären und fragen nach der Endtemperatur. Da die anfängliche Spannung $p_1 = 1$ Atmosphäre, so ist das Spannungs-Verhältniss $\frac{p}{p_1} = 2{,}5$, die anfängliche Temperatur ist $t_1 = 100^0$ Cels., also $T_1 = t_1 + 273 = 373$. Hiemit ergibt sich die absolute Endtemperatur nach i''.)

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 373 \,.\, 2{,}5^{0,291} = 487;$$

diess gibt

$$t = T - 273 = 214^0 \text{ Cels.}$$

Wir erhalten also durch die Compression einen Wasserdampf von 2,5 Atmosphären Spannung und von einer Temperatur $t = 214^0$ Cels.

Nun besitzt gesättigter Wasserdampf von 2,5 Atmosphären Spannung gemäss der Zeuner'schen Tabelle bloss eine Temperatur von 128° Cels., woraus zu ersehen ist, dass der durch die Compression aus ursprünglich gesättigtem Dampfe entstandene Wasserdampf überhitzt ist — vorausgesetzt, dass keine Abkühlung während der Compression stattfindet.

Nun wollen wir gesättigten Wasserdampf von einer (anfänglichen) Spannung $p_1 = 5$ Atmosphären mit Arbeitsverrichtung expandiren lassen bis zu einer Endspannung $p = 2$ Atmosphären; hiebei ist das Spannungs-Verhältniss $\frac{p}{p_1} = \frac{2}{5} = 0{,}4.$

Die Anfangstemperatur ist gemäss der Zeuner'schen Tabelle (zu $p_1 = 5$ Atmosphären gehörig) $t_1 = 152°$ Cels., somit die absolute Anfangstemperatur $T_1 = 273 + t_1 = 425$. Hieraus folgt gemäss *i''*.) die absolute Endtemperatur

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 425 \,.\, 0{,}4^{0{,}291} = 326$$

das ist

$$t = T - 273 = 53° \text{ Cels.}$$

Wir erhalten somit bei der Expansion des gesättigten Wasserdampfes mit Arbeitsverrichtung nach dem Poisson-schen Gesetze einem Dampf von 2 Atmosphären Spannung und 52° Temperatur nach Celsius.

Nun besitzt aber der gesättigte Wasserdampf von 2 Atmosphären Spannung nach der Zeuner'schen Tabelle eine Temperatur von 121° Cels.; jener expandirte Dampf wäre also kühler als der gesättigte Dampf von gleicher Spannung; ein solcher Dampf ist nach dem Vorausgegangenen undenkbar.

Nach dem Poisson'schen Gesetze allein lässt sich also der wirkliche Endzustand des mit Arbeitsverrichtung expandirenden ursprünglich gesättigten Wasserdampfes nicht ausmitteln; dasselbe deutet nur darauf hin, dass der gesättigte Dampf bei der Expansion mit Arbeitsverrichtung in einem

höheren Grade abgekühlt wird, als dass die Sättigungstemperatur aufrecht erhalten würde, dass somit ein Theil der ursprünglich vorhandenen Dampfmenge durch jene Abkühlung condensirt wird und mit dem in Dampfform verharrenden Reste ein Gemisch von tropfbarem Wasser und gesättigtem Dampfe bildet.

Die partielle Aenderung des Aggregatzustandes bei der Expansion des gesättigten Dampfes mit Arbeitsverrichtung bringt es eben mit sich, dass hiebei die Abhängigkeit der thatsächlich herrschenden Spannung und Temperatur von dem Volumen dem Poisson'schen Gesetze in seiner ursprünglichen Fassung nicht entsprechen kann; d. h. dass dieses Gesetz auf den expandirenden Wasserdampf nicht direct anwendbar ist; denn das Poisson'sche Gesetz kann überhaupt nur so lange unbedingte Giltigkeit und directe Anwendung haben, als die in Betracht gezogene gasförmige Flüssigkeit auch wirklich in Gasform verharrt.

Wohl lässt sich auch jene Abhängigkeit der thatsächlich herrschenden Spannung und Temperatur von dem Volumen bei der Dampfexpansion in einem wärmedichten Gefässe — das Gesetz der sog. adiabatischen Curve für den Wasserdampf — rechnungsgemäss verfolgen, allein wir werden wegen der mangelhaften Handsamkeit dieses Gesetzes für unsern Zweck der „Dampfmaschinenberechnung" — da ausserdem die Bedingungen der Giltigkeit dieses Gesetzes bei der Dampfmaschine ohnehin nicht vorhanden sind, — also aus „praktischen" Gründen einen anderen später zu erläuternden und zu rechtfertigenden Weg einschlagen, und namentlich selbst das Poisson'sche Gesetz in einer entsprechenden Modification auch für expandirenden Wasserdampf ganz wohl anwendbar finden.

Bestimmung der Expansions- und Compressions-Wirkung nach dem Poisson'schen Gesetze.

Wir können nunmehr auf Grundlage des eben entwickelten Poisson'schen Gesetzes zu der Bestimmung der-

jenigen mechanischen Arbeit schreiten, welche ein Gas (eventuell ein Dampf) in einem wärmedichten Gefässe (also ohne Wärmezuführung) verrichtet, d. h. nach aussen abgibt, wenn dasselbe von einem anfänglichen (kleineren) Volumen V_1 auf ein schliessliches (grösseres) Volumen V expandirt; man nennt diese Arbeit die „Expansionswirkung“ (W_ε). Wir können ferner auch jene Arbeit ermitteln, welche verwendet d. h. von aussen abgegeben werden muss, um ein Gas oder einen Dampf in einem wärmedichten Gefässe (also ohne Wärmeentziehung) von einem anfänglichen (grösseren) Volumen V_1 auf ein schliessliches (kleineres) Volumen V zu comprimiren; diese Arbeit nennen wir die „Compressionswirkung“ (W_c).

Wir haben bereits unter g) S. 31 die elementare Expansionswirkung

$$d\,W_\varepsilon = p\,.\,d\,V$$

und unter g'.) die elementare Compressionswirkung

$$d\,W_c = -\,p\,.\,d\,V$$

festgestellt und behalten die daselbst gewählten Bezeichnungen bei. Wir brauchen hier nur die variable Spannung p nach dem betreffenden (Poisson'schen) Gesetze ihrer Veränderlichkeit als Function von V darzustellen, um sofort W_ε und W_c zu bestimmen; in beiden Fällen ist aber gemäss i'.) zu setzen:

$$p = p_1 \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa} = p_1\,.\,V_1^{\varkappa}\,.\,V^{-\varkappa};$$

hiemit ergibt sich zunächst für die Expansionswirkung

$$d\,W_\varepsilon = p\,.\,d\,V = p_1\,.\,V_1^{\varkappa}\,V^{-\varkappa}\,.\,d\,V.$$

Innerhalb der Grenzen V_1 und V integrirt, ergibt sich

$$W_\varepsilon = p_1\,.\,V_1^{\varkappa}\,.\,\left.\frac{V^{-\varkappa+1}}{-\varkappa+1}\right\}_{V_1}^{V},$$

durch Vertauschung der Integrationsgrenzen:

$$W_\varepsilon = \frac{p_1\,V_1^{\varkappa}}{\varkappa-1}\,.\,\left.V^{1-\varkappa}\right\}_{V}^{V_1};$$

d. h.

$$W_\varepsilon = \frac{p_1 V_1{}^\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot (V_1{}^{1-\varkappa} - V^{1-\varkappa})$$

$$W_\varepsilon = \frac{p_1 V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{1 - \left(\frac{V}{V_1}\right)^{1-\varkappa}\right\},$$

oder auch

$$\mathfrak{A}_\varepsilon = \frac{p_1 V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{1 - \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa-1}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad l.)$$

Das Verhältniss des (grösseren) Endvolumens V zu dem (kleineren) Anfangsvolumen V_1 nennen wir den Expansionsgrad, und bezeichnen denselben mit ε d. h.

$$\varepsilon = \frac{V}{V_1}, \text{ stets } > 1.$$

Es ist demnach die Expansionswirkung nach dem Poisson'schen Gesetze:

$$W_\varepsilon = \frac{p_1 V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\varkappa-1}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad l'.)$$

Bemerkung. Wäre p_1 in Atmosphären ausgedrückt, so hätte man $\mathfrak{A}\, p_1$ anstatt p_1 zu setzen; hiebei bezeichnet $\mathfrak{A}$ den atmosphärischen Druck pro Flächeneinheit.

In ganz gleicher Weise ist für die Compressionswirkung:

$$d\, W_c = - p \,.\, d\, V$$

und hierin

$$p = p_1 \,.\, V_1{}^\varkappa \,.\, V^{-\varkappa},$$

somit

$$d\, W_c = - p_1\, V_1{}^\varkappa \,.\, V^{-\varkappa} \,.\, d\, V.$$

Für die Integrationsgrenzen V_1 und V hat man

$$W_c = - p_1 \,.\, V_1{}^\varkappa \,.\, \left.\frac{V^{-\varkappa+1}}{-\varkappa+1}\right\}_{V_1}^{V},$$

d. h.

$$W_c = \frac{p_1 V_1{}^\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot (V^{1-\varkappa} - V_1{}^{1-\varkappa}),$$

$$W_c = \frac{p_1 \,.\, V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{\left(\frac{V}{V_1}\right)^{1-\varkappa} - 1\right\}$$

$$W_c = \frac{p_1 \,.\, V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{\left(\frac{V_1}{V}\right)^{\varkappa-1} - 1\right\} \quad . \quad . \quad . \quad m.)$$

Das Verhältniss des (grösseren) Anfangsvolumens V_1

zu dem (kleineren) Endvolumen V nennen wir den **Compressionsgrad**, und bezeichnen denselben mit ε_1, d. h.

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V}, \text{ stets} > 1.$$

Es ist demnach die Compressionswirkung nach dem Poisson'schen Gesetze:

$$W_c = \frac{p_1 \cdot V_1}{\varkappa - 1} \cdot \left\{ (\varepsilon_1)^{\varkappa - 1} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad . \; m'.)$$

Bemerkung. Wäre p_1 in Atmosphären ausgedrückt, so hätte man $\mathfrak{A} p_1$ anstatt p_1 zu setzen; hiebei bezeichnet $\mathfrak{A}$ den atmosphärischen Druck pro Flächeneinheit.

Bestimmung der Expansions- u. Compressionswirkung nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze.

Das einfache Mariotte'sche Gesetz setzt bei der Zustandsänderung eines Gases (oder Dampfes) eine constante Temperatur voraus; dasselbe kann daher für die Expansion (mit Arbeitsverrichtung), und für die Compression nur unter der Voraussetzung Geltung haben, wenn bei der Expansion dem Gase Wärme von aussen zugeführt, und bei der Compression Wärme nach aussen entzogen wird; u. z. Beides in dem Masse, dass die Gastemperatur bei der Expansion und Compression ungeändert bleibt.

Unter dieser Voraussetzung lässt sich auch die Expansions- und Compressions-Wirkung auf Grundlage des Mariotte'schen Gesetzes feststellen.

Wir haben zu diesem Zwecke die Ausdrücke für die Elementarwirkungen *g.*) und *g'.*) zu benützen und hierin die variable Spannung p als Function des Volumens nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze *a.*) auszudrücken, d. h.

$$p = p_1 \cdot \frac{V_1}{V}$$

zu setzen.

Hiemit ergibt sich zunächst für die Expansionswirkung [gemäss *g.*)]:

$$d\,W_\varepsilon = p\,.\,d\,V = p_1\,.\,V_1\,.\,\frac{d\,V}{V},$$

somit

$$W_\varepsilon = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,V \Big\}\begin{matrix}V\\V_1\end{matrix},$$

d. h.

$$W_\varepsilon = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,\frac{V}{V_1}; \quad . \; . \; . \; . \; n.)$$

und wenn wir wieder den Expansionsgrad

$$\frac{V}{V_1} = \varepsilon$$

setzen, so ergibt sich für die Expansionswirkung nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze

$$W_\varepsilon = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,\varepsilon\,, \quad . \; . \; . \; . \; . \; n'.)$$

wobei $\mathfrak{A}p_1$ anstatt p_1 zu setzen wäre, wenn die Anfangsspannung p_1 in Atmosphären ausgedrückt würde.

Für die Compressionswirkung ist in ähnlicher Weise [gemäss g'.)]

$$d\,W_c = -\,p\,.\,d\,V = -\,p_1\,.\,V_1\,.\,\frac{d\,V}{V},$$

somit

$$W_c = -\,p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,V \Big\}\begin{matrix}V\\V_1\end{matrix} = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,V \Big\}\begin{matrix}V_1\\V\end{matrix},$$

d. h.

$$W_c = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,\frac{V_1}{V}, \quad . \; . \; . \; . \; o.)$$

und wenn wir wieder den Compressionsgrad

$$\frac{V_1}{V} = \varepsilon_1$$

setzen, so ergibt sich für die Compressionswirkung nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze:

$$W_c = p_1\,.\,V_1\,.\,\text{logn.}\,\varepsilon_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; o'.)$$

wobei ebenfalls $\mathfrak{A}p_1$ anstatt p_1 zu setzen wäre, wenn die Anfangsspannung p_1 in Atmosphären ausgedrückt würde.

Hiebei ist, wie bereits früher angegeben:

$\mathfrak{A}$ = 10334 Kgr. pro Quadratmeter für die „alte“ Atmosphäre

und

$\mathfrak{A}$ = 10000 Kgr. pro Quadratmeter für die „neue“ Atmosphäre.

In wiefern und eventuell mit welcher Modification die vorangehenden Gesetze auf den Wasserdampf insbesondere bei seinem Functioniren in einer Dampfmaschine anzuwenden sind, wird in der nachfolgenden „Dampfmaschinentheorie“ besprochen werden.

---

3. Kapitel.

Grundriss der Dampfmaschinen-Theorie.

Allgemeines.

Wir nehmen bei der nachfolgenden theoretischen Betrachtung zuvörderst an, dass die Dampfvertheilung wie — in der Regel der Fall — durch den gewöhnlichen von einem Kreisexcenter bethätigten Muschelschieber besorgt wird, und setzen die Phasen der Dampfvertheilung, welche durch diesen Schieber bedingt werden, im Wesentlichen als bekannt voraus.

Hiebei kann die Absperrung des Admissionsdampfes, also der Beginn der Expansion in beliebiger Weise — durch einen besonderen Expansionsschieber, durch ein Expansionsventil etc. — eventuell (bei den sog. Volldruckmaschinen) durch den Vertheilungsschieber selbst besorgt werden.

Bei der Bezeichnung „hinter dem Kolben" und „vor dem Kolben" halten wir uns den bewegten Kolben vor Augen, und es bedeutet demnach „hinter dem Kolben" die mit der Dampfkammer (vor Beginn der Expansion) communicirende Seite, also die Antriebs- oder Admissionsseite des Dampfcylinders; „vor dem Kolben" bedeutet hingegen die durch den grössten Theil des Hubes mit dem Auspuffrohre, resp. mit dem Condensator communicirende Seite, also die Emissionsseite des Dampfcylinders.

Demgemäss werden die durch den Muschelschieber nacheinander eingeleiteten Phasen der Dampfvertheilung benannt werden wie folgt:

Hinter dem Kolben:	Vor dem Kolben:
1. Die Dampfeinströmung oder Admission;	1'. Die Dampfausströmung oder Emission;
2. nach (wie und wann immer) erfolgter Absperrung die Expansion;	
	3. die Compression;
4. der Dampfaustritt;	
	5. der Eintritt des Gegendampfes.

Dass aber die nachfolgenden Entwicklungen in den (übrigens bei Weitem selteneren) Fällen, in welchen die Dampfvertheilung auf irgend eine andere Art (durch Ventile etc.) bewerkstelligt wird, nur unwesentlich alterirt werden können, ist leicht einzusehen. Die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen, so wie auch die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen werden indessen besonders berücksichtigt werden.

In dem Nachfolgenden wird ferner die gewöhnliche Bezeichnung derjenigen Dampfmaschinen, welche in die Atmosphäre auspuffen, durch eine Verneinung (Maschinen „ohne Condensation") vermieden, und vielmehr die Bezeichnung „Maschinen mit Auspuff" oder „Auspuffmaschinen" im Gegensatze zu den „Maschinen mit Condensation" oder „Condensationsmaschinen" festgehalten.

Es bezeichne nun für eine ganz beliebige doppeltwirkende Dampfmaschine (und zwar bei Specialisirungen für Meter und Kilogramm als Einheiten):

e die äussere,
i die innere Ueberdeckung des Vertheilungsschiebers;
ϱ die Excentricität und
δ den Voreilungswinkel des Vertheilungsexcenters;
v das lineare Voreilen;
ξ den Schieberweg, als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage aufgefasst, und im Sinne der Kolbenbewegung als positiv angenommen;

φ und φ_1 zwei Hilfswinkel, welche den Bedingungen

$$\left.\begin{array}{l} e = \varrho \sin \varphi \\ i = \varrho \sin \varphi_1 \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

entsprechen;

s_x den Kolbenweg im Allgemeinen, von der äussersten, der todten Kurbellage entsprechenden Kolbenstellung gemessen;

ω den zu s_x gehörigen Kurbelwinkel, von der todten Kurbellage gemessen;

s die Länge des Kolbenhubes, also $\frac{1}{2} s$ die Kurbellänge;

s_1 den Kolbenweg und ω_1 den Kurbelwinkel am Anfang der Expansionsperiode, d. h. im Momente der Dampfabsperrung hinter dem Kolben, gleichgiltig, ob diese durch den etwa allein vorhandenen Vertheilungsschieber, oder aber durch eine eigene Expansionsvorrichtung (Schieber oder Ventil) herbeigeführt wird;

s_2 den Kolbenweg und ω_2 den Kurbelwinkel bei Beginn der Compression vor dem Kolben;

s_3 und ω_3 die analogen Grössen bei Beginn des Dampfaustrittes hinter dem Kolben;

s_4 und ω_4 jene bei Eintritt des Gegendampfes vor dem Kolben;

D den Durchmesser des Kolbens;

d jenen des Kolbenstangenquerschnittes;

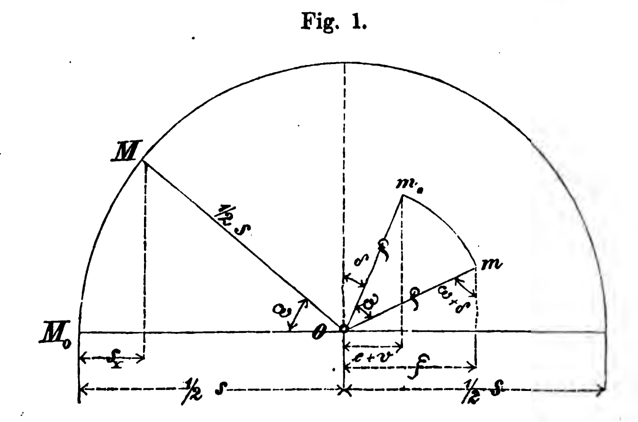
O die wirksame Kolbenfläche, also, wenn die Kolbenstange beiderseits durchgeht, $O = (D^2 - d^2)\, \frac{1}{4} \pi$, und wenn sie blos einerseits durchgeht, im Durchschnitte eines Hin- und Herganges

$$O = (D^2 - \tfrac{1}{2} d^2)\, \tfrac{1}{4} \pi;$$

m den Coëfficienten des schädlichen Raumes, d. h. das Verhältniss zwischen dem schädlichen Raumvolumen und dem wirksamen Cylindervolumen $O s$, so dass das Volumen des schädlichen Raumes $= m O s$;

n die Umgangs- oder Tourenzahl (Doppelhubzahl) der Maschine pro Minute.

Fig. 1.



Mit diesen Bezeichnungen hat man zunächst allgemein nach nebenstehender Figur 1, in welcher OM_0 die sogenannte todte Kurbellage, Om_0 die zugehörige Lage des Vertheilungsexcenters, ferner OM irgend eine Kurbellage unter dem Kurbelwinkel ω und Om die zugehörige Lage des Vertheilungsexcenters andeutet:

$$\left.\begin{array}{l} \xi = \varrho \sin (\omega + \delta) \\ s_x = {}^1/_2\, s\, (1 - \cos \omega) \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Diese letztere Formel gibt den Kolbenweg für jede Kurbellage nur bei Annahme einer unendlich langen Schubstange; bei einer endlichen Länge L derselben hätte man genau

$$s_x = {}^1/_2\, s\, (1 - \cos \omega) \pm L\, (1 - \cos \lambda),$$

wenn λ den Winkel bezeichnet, den die Richtung der Schubstange mit der verlängerten Richtung der Kolbenstange bildet; dabei gilt das obere Zeichen $+$ für den Hin-, das untere $-$ für den Hergang des Kolbens; durch Auslassung des $\pm$ Gliedes erhält man demnach den Kolbenweg für das Mittel des Hin- und Herganges.

Die Specialisirung der allgemeinen Formeln (2) ergibt mit Rücksicht auf (1):

a) für den Beginn der Expansion bei allein vorhandenem Vertheilungsschieber:

$$\xi = e = \varrho \sin \varphi = \varrho \sin (\omega_1 + \delta),$$

wegen $\varphi < 90^0$ und $\omega_1 + \delta > 90^0$ ist sofort
$\omega_1 + \delta = 180^0 - \varphi$, d. h. $\omega_1 = 180^0 - (\delta + \varphi)$;

b) für den Beginn der Compression in allen Fällen:

$$\xi = i = \varrho \sin \varphi_1 = \varrho \sin (\omega_2 + \delta);$$

somit $\omega_2 + \delta = 180^0 - \varphi_1$, d. h. $\omega_2 = 180^0 - (\delta + \varphi_1)$.

Weiters ist in der Mittellage des Schiebers

$$\xi = \varrho \sin (\omega + \delta) = 0, \text{ also } \omega + \delta = 180^0;$$

c) für den darauf folgenden Beginn des Dampfaustrittes hinter dem Kolben:

$$\xi = -i = -\varrho \sin \varphi_1 = \varrho \sin (\omega_3 + \delta),$$

und da nun $\omega_3 + \delta > 180^0$, so ist

$$\omega_3 + \delta = 180^0 + \varphi_1, \text{ d. h. } \omega_3 = 180^0 - (\delta - \varphi_1);$$

d) für den Eintritt des Gegendampfes:

$$\xi = -e = -\varrho \sin \varphi = \varrho \sin (\omega_4 + \delta)$$

somit $\omega_4 + \delta = 180^0 + \varphi$, d. h. $\omega_4 = 180^0 - (\delta - \varphi)$.

Mit diesen Werthen von ω_1, ω_2, ω_3 und ω_4 aus *a), b), c), d)* gibt die zweite der Gleichungen (2), wenn man für s_x die speciellen Werthe s_1, s_2, s_3 und s_4 setzt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{s_1}{s} &= \frac{1}{2}(1 - \cos \omega_1) = \frac{1}{2}[1 + \cos(\delta + \varphi)] \\
\frac{s_2}{s} &= \frac{1}{2}(1 - \cos \omega_2) = \frac{1}{2}[1 + \cos(\delta + \varphi_1)] \\
\frac{s_3}{s} &= \frac{1}{2}(1 - \cos \omega_3) = \frac{1}{2}[1 + \cos(\delta - \varphi_1)] \\
\frac{s_4}{s} &= \frac{1}{2}(1 - \cos \omega_4) = \frac{1}{2}[1 + \cos(\delta - \varphi)]
\end{aligned}\right\} \quad . \quad (3)$$

Von diesen Gleichungen (welche übrigens das Zeuner'sche Schieberdiagramm ersetzen) gibt die erste den Werth des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s}$ selbstverständlich nur für Maschinen mit blossem Vertheilungsschieber (Volldruckmaschinen) an; die übrigen haben allgemeine Geltung.

Der wahre Expansionsgrad ist im Allgemeinen:

$$\varepsilon = \frac{s_3 + ms}{s_1 + ms} = \frac{\frac{s_3}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und für Volldruckmaschinen insbesondere mit Rücksicht auf die Werthe von $\frac{s_1}{s}$ und $\frac{s_2}{s}$ aus (3):

$$\varepsilon = \frac{1 + \cos(\delta - \varphi_1) + 2m}{1 + \cos(\delta + \varphi) + 2m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4')$$

Der Compressionsgrad ist in allen Fällen:

$$\varepsilon_1 = \frac{s - s_2 + ms}{s - s_4 + ms} = \frac{1 - \frac{s_2}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} = \frac{1 - \cos(\delta + \varphi_1) + 2m}{1 - \cos(\delta - \varphi) + 2m} . \quad (5)$$

Um nun die verschiedenen Wirkungen, welche der Dampf bei einem einfachen Kolbenhube verrichtet, zu rechnen, verzeichnen wir uns ein Spannungsdiagramm, wie es ein an der betreffenden Maschine angebrachter Indicator etwa liefern würde, und in welchem als Abscissen die Kolbenwege, als Ordinaten die zugehörig hinter und vor dem Dampfkolben herrschenden absoluten Spannungen aufgetragen erscheinen; u. z. bezeichne wie in Fig. 2. *a* für eine Maschine mit Auspuff, in Fig. 2. *b* für eine solche mit Condensation angedeutet:

Fig. 2. a (mit Auspuff).

Fig. 2. b (mit Condens.).

p_1 die mittlere Hinterdampfspannung in der Volldruckperiode;

p_2 die Hinterdampfspannung am Anfang der Expansionsperiode;

p_3 die mittlere Hinterdampfspannung während des Dampfaustrittes hinter dem Kolben;

p_4 die mittlere Vorderdampfspannung während der Dampfausströmung;

p_5 die Vorderdampfspannung am Anfange der Compression;

sämmtliche Spannungen, wie auch die absolute Kesselspannung p in Atmosphären ausgedrückt; ausserdem bezeichne:

W_1 die Volldruckwirkung — durch den Weg s_1;
W_2 die Expansionswirkung — durch den Weg $s_3 - s_1$;
W_3 die Nachwirkung — durch den Weg $s - s_3$;
W_4 die Vorderdampfwirkung — durch den Weg s_2;
W_5 die Compressionswirkung — durch den Weg $s_4 - s_2$;
W_6 die Gegendampfwirkung — durch den Weg $s - s_4$;
W_1, W_2 und W_3 sind förderliche,
W_4, W_5 und W_6 hinderliche Wirkungen;

zu denselben kommen noch die verschiedenen Widerstandswirkungen, als Reibungswirkungen, Widerstand der Speisepumpe; bei den Condensationsmaschinen auch der Widerstand der Kaltwasser- und Luftpumpe; diese sämmtlichen Widerstände auf den Dampfkolben reducirt, erzeugen eine Widerstandsspannung p_7, und eine auf einen einfachen Kolbenhub entfallende Widerstandswirkung W_7.

Demgemäss ist die Nutzwirkung bei einem einfachen Kolbenhube:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 - (W_4 + W_5 + W_6 + W_7) \quad . \; . \; . \; (6)$$

Behufs Berechnung der Einzelwirkungen W_1 ... bis W_7 ist zunächst der Betrag des atmosphärischen Druckes auf den Kolben $= \mathfrak{A}O$, wobei $\mathfrak{A}$ den Druck der Atmosphäre auf die Flächeneinheit bezeichnet, u. z. ist, wenn die nutzbare Kolbenfläche O in Quadr.-Metern ausgedrückt ist, $\mathfrak{A} = 10334$ Kilgr. nach der bisherigen (älteren) Annahme, während nach der neueren Annahme abgerundet $\mathfrak{A} = 10000$ Kilgr. pro Quadr.-Meter zu setzen ist. Das Product $\mathfrak{A}O$ braucht man bloss mit der in Atmosphären ausgedrückten Dampfspannung zu multipliciren, um den diesbezüglichen Gesammtdampfdruck auf den Kolben zu erhalten.

Sofort ist vor Allem die Volldruckwirkung

$$W_1 = \mathfrak{A}Op_1 s_1 = \mathfrak{A}Osp_1 \frac{s_1}{s} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (7)$$

Mit der Expansionswirkung hat es ein eigenes Bewandtniss, und wir müssen deshalb bei derselben auch schon wegen ihrer grossen Wichtigkeit etwas länger verweilen.

Nach dem Poisson'schen Gesetze verrichtet ein Gas, wenn es in einem wärmedichten Gefässe von dem Anfangsvolumen V_1 bei einer anfänglichen, in Atmosphären ausgedrückten Spannung p_1 expandirt auf das Endvolumen V, eine Wirkung (siehe Gleichung l' S. 40):

$$W_\varepsilon = \frac{\mathfrak{A}p_1 V_1}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\varkappa-1}\right] \quad . \; . \; . \; (\alpha$$

Die Endspannung ist (gemäss Gleichung i' S. 33):

$$p = p_1 \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\varkappa} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (\beta)$$

Hiebei ist der Expansionsgrad

$$\varepsilon = \frac{V}{V_1} \text{ und die Grösse}$$

$$\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}};$$

$\mathfrak{C}'$ bedeutet die Wärme-Capacität des Gases bei constantem Druck, $\mathfrak{C}$ jene bei constantem Volumen; für Wasserdampf wäre gemäss k) S. 34:

$$\mathfrak{C}' = 0{,}381$$
$$\mathfrak{C} = 0{,}270$$
$$\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41$$

Diese Formeln (α) und (β) beruhen auf der für die Gewichtseinheit des Gases giltigen Differentialgleichung

$$dW_\varepsilon = -k\,\mathfrak{C}\,dt;$$

es bezeichnet hierin dt die bei einer unendlich kleinen Volumszunahme unter Arbeitsverrichtung erfolgende, essentiell negative Temperaturänderung, somit $-\mathfrak{C}dt$ die hiebei in Arbeit sich umsetzende Wärmemenge; durch Multiplication dieser Wärmemenge mit dem Wärmeäquivalent k (=424 resp. 436 Met. Kgr. für eine französische Calorie) erhält man selbstverständlich die elementare Wirkung, welche jener Wärmemenge äquivalent ist, d. h. die elementare Expansionswirkung dW_ε.

So wie diese dem Poisson'schen Gesetze zu Grunde liegende Beziehung $dW_\varepsilon = -k\,\mathfrak{C}\,dt$ für permanente Gase und für solche Dämpfe, die sich bei der Expansion unter Arbeitsverrichtung wie permanente Gase verhalten, die also dem erforderlichen Grade überhitzt sind, selbstverständlich ..: so ist es auch einleuchtend, dass sie unmöglich auch für lche Dämpfe gelten kann, die während der Expansion in Folge er hiebei stattfindenden übermässigen Temperaturerniedri-ng eine theilweise Aenderung ihres Aggregatzustandes er-

leiden, wie dies für expanirenden, nicht genug überhitzten Wasserdampf die mechanische Wärmetheorie nachgewiesen hat. Siehe S. 37.

Mit der Voraussetzung, „dass die gesammte Gas- (resp. Dampf-) Menge während der ganzen Dauer der Expansion im gasförmigen Zustande verbleibt", ist aber die Annahme gemacht, dass sich bei der Expansion des Dampfes nur derjenige Antheil der Gesammt-Dampfwärme theilweise in Arbeit umsetzt, welcher dem Dampfe als solchem seine jeweilige Temperatur gibt, und welcher — durch das Integral $\int \mathfrak{C} dt$ gemessen — (nach der älteren Auffassung) als „freie Wärme" erscheint, während die zur Erhaltung des gasförmigen Aggregatzustandes erforderliche Wärme („latente Wärme") ungeändert gebunden bleibt. Damit dies möglich sei, muss die „freie Wärme" $\int \mathfrak{C} dt$ in einem gewissen Ueberschusse vorhanden sein (oder vielmehr es muss dem Dampfe ausser der „Flüssigkeitswärme" $\int_0^{t_1} \mathfrak{C} dt$ — unter $\mathfrak{C}$ die Wärmecapacität des Wassers verstanden — noch eine weitere Wärmemenge $\int_{t_1}^{t} \mathfrak{C} dt$ — unter $\mathfrak{C}$ die Wärmecapacität des Dampfes verstanden — innewohnen), d. h. der Dampf muss eben in dem erforderlichen Grade (von der Sättigungstemperatur t_1 auf eine höhere t) überhitzt sein; die sogenannten permanenten Gase wären nach dieser Anschauung als enorm überhitzte Dämpfe aufzufassen. Ist nun aber kein Ueberschuss an „freier Wärme" vorhanden, so wird bei der Expansion des Dampfes nebst dem betreffenden Antheile seiner „freien Wärme" (oder vielmehr seiner „Flüssigkeitswärme") gleichzeitig auch ein Theil seiner „latenten Wärme" auf Arbeitsverrichtung abgegeben; bei der Erscheinung theilweiser Condensation wird dann offenbar $dW_\varepsilon > -k\mathfrak{C}\iota$ sein müssen.

Man könnte vielleicht schreiben:

$$dW_\varepsilon = -k\,\mathfrak{C}\tau\,dt,$$

wobei τ einen von der Beschaffenheit des betreffenden Gases oder Dampfes (und etwa auch von der Grösse des Expansionsgrades) abhängigen Coëfficienten bezeichnet, welcher für permanente Gase und hinlänglich überhitzte Dämpfe den Werth 1 annimmt, in allen andern Fällen aber grösser als die Einheit ist. Nimmt man nun diesen Coëfficienten für irgend eine Sorte Dampf, der keinen Ueberschuss an „freier Wärme“ besitzt, z. B. für gesättigten oder aber in einem gewissen Grade übersättigten (feuchten) Wasserdampf, unter Voraussetzung nicht sehr variirender Expansionsgrade gleichzeitig mit $\mathfrak{C}$ als constant an, so gelangt man durch Behandlung der Beziehung

$$dW_\varepsilon = -k\,\mathfrak{C}\tau\,dt$$

zu Resultaten, welche mit den Poisson'schen Formeln (α) und (β) der Form nach ganz übereinstimmen, nur erscheint hierin, weil man überall $\mathfrak{C}\tau$ statt $\mathfrak{C}$ in Rechnung nimmt (als ob die specifische Wärme $\mathfrak{C}$ des Wasserdampfes während seiner Expansion auf $\mathfrak{C}\tau$ gesteigert würde), auch statt des Quotienten $\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}}$ ein anderer $\varkappa_1 = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}\tau}$ u. z. wäre wegen $\tau > 1$ jedenfalls $\varkappa_1 < \varkappa$.

In der That fand Prof. Grashof auf Grundlage der mechanischen Wärmetheorie, dass für expandirenden Wasserdampf die Grösse, welche in der Poisson'schen Spannungsformel (β) statt $\varkappa = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}} = 1{,}41$ zu setzen ist, bei den verschiedensten Expansionsgraden ε nur innerhalb der Grenzen 1,145 (für kleine ε) und 1,128 (für grosse ε) variirt. Hiebei wird vorausgesetzt, dass der Dampf unmittelbar einem Dampfkessel entnommen wird, wie dies bei den Dampfmaschinen vorwaltend der Fall ist. Wird jedoch der Dampf vor der Expansion überhitzt, so nimmt jene Grösse desto höhere Werthe an, je höher die Ueberhitzung ist, und nähert sich dem Werthe 1,41 als Grenzwerthe. Entschliesst man sich für die bei den Dampfmaschinen gewöhnlich vorkommenden Fälle — den ursprünglichen Feuchtigkeitsgrad

und die üblichen Expansionsgrade betreffend — zur Annahme des Mittelwerthes

$$\varkappa_1 = \frac{\mathfrak{C}'}{\mathfrak{C}\tau} = 1{,}135\,,$$

so kann man sofort die Poisson'schen Formeln (α) und (β) auch für den Wasserdampf in Anwendung bringen, indem man $\varkappa_1 = 1{,}135$ statt $\varkappa = 1{,}41$, somit 0,135 statt $\varkappa - 1$ einsetzt. Das in dieser Weise für den in einem wärmedichten Gefässe expandirenden, ursprünglich gesättigten oder auch mässig übersättigten (feuchten) Wasserdampf modificirte Poisson'sche Gesetz würde dann in Bezug auf die Grösse der Expansionswirkung W_ε und der Endspannung p lauten, wie folgt:

$$W_\varepsilon = \frac{\mathfrak{A} p_1 V_1}{0{,}135}\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0{,}135}\right] \quad . \quad . \quad . \quad (\alpha_1)$$

$$p = p_1 \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{1{,}135} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\beta_1)$$

Dieses Gesetz ist allerdings ein empirisches, ebenso wie die vorangehend von mir versuchte Begründung desselben auf wissenschaftliche Gründlichkeit wohl keinen Anspruch machen kann; dieselbe ist vielmehr nur populärer Natur und hat lediglich den Zweck, die Anwendbarkeit des Poisson'schen Gesetzes auf den expandirenden Wasserdampf durch Aenderung des numerischen Werthes des Exponenten $\varkappa$ in qualitativer Beziehung zu erklären.

Gleichwohl wird es sich für die Anwendung empfehlen, von diesem empirischen Gesetze Gebrauch zu machen, wenn man bedenkt, dass das strenge Gesetz, nach welchem die Zustandsänderung des in einem (zuvörderst wärmedicht gedachten) Dampfcylinder expandirenden, gesättigten oder übersättigten (feuchten) Wasserdampfes vor sich geht, rechnungsgemäss nicht gut zu handhaben wäre, indem namentlich die Grösse der Expansionswirkung nach diesem durch die sog. adiabatische Curve gegebenen Gesetze durchaus nicht als eine Function von Spannung und Expansionsgrad ausgedrückt

werden könnte, wie dies mittelst Gleichung (α_1) in hinlänglich bequemer Weise der Fall ist.

Man wird ausserdem das Gesetz der adiabatischen Curve in der Anwendung umsomehr meiden, da die Grundbedingung desselben, dass die Zustandsänderung des Wasserdampfes in einem wärmedichten Gefässe vor sich geht, bei einer Dampfmaschine überhaupt nicht vorhanden ist, so dass man für eine rechnungsmässige Behandlung der Dampfmaschinen auf ein empirisches Gesetz von vorneher angewiesen sein wird. —

Die mit dem Indicator an den Dampfmaschinen durchgeführten zahlreichen Versuche haben übrigens dargethan, dass der in einem Dampfcylinder expandirende Wasserdampf nicht bloss das theoretische Gesetz der adiabatischen Curve, sondern auch das durch die Gleichungen (α_1) und (β_1) gegebene, der Wärmetheorie mit hinlänglicher Annäherung entsprechende Gesetz bei Weitem nicht genau befolgt. Vielmehr entsprechen die während der Expansionsperiode herrschenden Spannungen, mithin auch die Grösse der entwickelten Expansionswirkung noch am nächsten — und wenn der Dampfcylinder mittelst Kesseldampf geheizt wird, also ein sog. „Dampfhemd“ („Dampfjacke“) besitzt, beinahe vollständig — dem einfachen Mariotte'schen Gesetze, welches bei der früheren Bezeichnung der einzelnen Grössen gemäss Gleichung n' S. 42 also lautet:

$$W_\varepsilon = \mathfrak{A} p_1 V_1 \operatorname{logn} \varepsilon \quad \ldots\ldots \quad (\gamma)$$

$$p = p_1 \left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (\delta)$$

Dieses Gesetz gibt Spannung und Wirkung bedeutend grösser an, als selbst die bereits modificirten Gleichungen (α_1) und (β_1), da es voraussetzt, dass dem expandirenden Dampfe so viel Wärme von aussen zugeführt wird, als zur Erhaltung einer gleichen Temperatur während der ganzen Dauer der Expansionsperiode nothwendig ist, während in jenen Gleichungen (α_1 und β_1) die Expansion in einem wärmedichten Gefässe vor sich gehend gedacht wird.

Was insbesondere die Spannungen betrifft, so werden dieselben vom Indicator in der zweiten Hälfte der Expansionsperiode, namentlich bei starken Expansionsgraden, sogar noch etwas grösser angegeben, als von dem einfachen Mariotte'schen Gesetze selbst, und dies Alles vorgeblich in einem höheren Grade, wenn der Beginn der Expansion durch ein Ventil, statt durch einen Schieber eingeleitet wird.

Man glaubte den Grund dieser Erscheinung ursprünglich in der Dampflässigkeit der Expansionsschieber und Ventile suchen zu müssen, vermöge welcher während der Expansionsperiode noch ein Antheil Dampf aus der Dampfkammer hinter den Kolben treten würde, welcher Antheil desto grösser wäre, je grösser die Differenz der Spannungen in der Dampfkammer einerseits und in dem Dampfcylinder andererseits, d. h. je grösser der Expansionsgrad. Auch liess sich bei Expansionsventilen ein grösserer Antheil des durchgehenden Dampfes erwarten, als bei Expansionsschiebern, da bekanntlich die Ventile namentlich als Doppelsitzventile selten so dampfdicht sind, als die Schieber.

Diese Erklärungsweise musste jedoch bald einer stichhältigeren weichen. Nach dieser liegt die Ursache der genannten Erscheinung einerseits in dem Wärmezustande des Dampfcylinders, andererseits in dem Umstande, dass der Admissionsdampf wohl stets mechanisch (aus dem Dampfkessel) mitgerissene, oder doch durch Abkühlung in der Dampfleitung entstandene Wassertheilchen von einer (mit der eigenen) gleich hohen Temperatur mit sich führt. Wenn nun der Dampfcylinder nicht von aussen geheizt wird d. h. kein Dampfhemd besitzt, so wird derselbe lediglich von innen durch den auf den Kolben wirkenden Dampf erwärmt. Die Temperatur dieses Dampfes variirt nun innerhalb desto weiterer Grenzen, mit je grösserer Expansion die Maschine arbeitet, und zwar ist dieselbe während der Volldruckperiode am grössten, am Ende der Expansionsperiode am kleinsten. Die Wände des Dampfcylinders werden sofort eine gewisse mittlere, nahezu constante (wenig variirende) Temperatur

annehmen. Während der Volldruckperiode tritt sonach der Admissionsdampf in einen Raum von geringerer als seiner eigenen Temperatur und schlägt sich in Folge der Abkühlung in einem desto grösseren Masse an den Cylinderwänden nieder, je grösser der beziehliche Temperaturunterschied d. h. je höher der Expansionsgrad der Dampfmaschine ist. Dieser niedergeschlagene Dampf kommt in der Volldruckperiode nicht zur Wirksamkeit, denn auf den Kolben (und den Indicator) macht sich nur der im gasförmigen Zustande verbleibende Dampf mit seiner Spannung geltend; der condensirte Dampf wird ferner in dem sogenannten „nutzbaren" Dampfverbrauch nicht eingeschlossen sein, und bildet ein Hauptäquivalent des Dampfverlustes, ohne jedoch, wie sogleich gezeigt werden wird, auch fernerhin ganz wirkungslos zu bleiben.

Während der Expansionsperiode erfolgt eine allmälige durch die Expansion selbst bedingte Abkühlung (Umsetzung von Wärme in äussere Arbeit) des Dampfes; wären die Cylinderwandungen stets gerade so warm, als der Dampf selbst, so wäre die Expansion mit theilweiser Condensation verbunden; da aber nun die Cylinderwände entgegen dem expandirenden Dampfe in dem Masse wärmer sind, als die Expansion fortschreitet, hiemit der Dampf von den Wänden erwärmt wird, so wird die mit der Expansion verbunden sein sollende Condensation wenigstens theilweise gehindert, und da auch die den Cylinderwandungen anhaftenden, von der Volldruckperiode herrührenden Wassertheilchen eine höhere Temperatur als der expandirende Dampf besitzen, so wird namentlich gegen Ende der Expansionsperiode sogar ein Verdampfen derselben (von Prof. Gust. Schmidt sehr bezeichnend das „Nachdampfen" genannt) und hiedurch eine Vergrösserung der durch die Expansion selbst bedingten Spannung und Dampfwirkung erfolgen.

In diesem eben ausgesprochenen Sinne verhalten sich aber auch die dem Admissionsdampfe schon ursprünglich beigemengten Wassertheilchen.

Die durch die Indicator-Versuche nachgewiesenen grösseren Expansionswirkungen (im Vergleiche mit den theoretischen) können also von zwei Gesichtspunkten erklärt und demgemäss in Rechnung gezogen werden.

Einerseits wird dem expandirenden Dampfe von aussen, nämlich von den Cylinderwandungen — insbesondere wenn ein „Dampfhemd" vorhanden ist — Wärme zugeführt; wenn nun auch dieses nicht ganz genau in dem Masse erfolgt, dass eine constante Temperatur während der ganzen Expansionsperiode Statt finden würde, so kann doch als annähernd giltig das einfache Mariotte'sche Gesetz angenommen werden, welches eine solche Wärmezuführung von aussen voraussetzt.

Der Vorgang lässt sich aber auch — namentlich wenn ein Dampfhemd nicht vorhanden ist — von der Seite beleuchten, dass während der Expansionsperiode nicht bloss derjenige Dampf zur Wirksamkeit kommt, der am Ende der Volldruckperiode im gasförmigen Zustande vorhanden war, sondern auch noch ein Antheil, welcher während der Expansion selbst in Gasform geschaffen wird, und welcher zum Theile von der im Dampfcylinder selbst vorher erfolgten Condensation, zum Theile von dem ursprünglichen Feuchtigkeitsgehalte des Admissionsdampfes herrührt. Wenn sonach die in der Expansionsperiode thatsächlich herrschenden grösseren Spannungen und die grössere Expansionswirkung dadurch herbeigeführt werden, dass während dieser Periode eine grössere Dampfmenge zur Wirksamkeit gelangt, als in den Gleichungen (α_1) und (β_1) vorausgesetzt wird, so erscheint es zweckmässig, eine entsprechend grössere zur Expansion gelangende Dampfmenge auch in die Rechnung einzuführen, was einfach dadurch geschehen kann, dass man in (α_1) und (β_1) für das Anfangsvolumen V_1 und den Expansionsgrad ε einen entsprechend grösseren schädlichen Raum annimmt, also statt des Coëfficienten m des wirklichen schädlichen Raumes einen andern

$$m' = \chi m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

einsetzt, der um gerade so viel grösser als m ist, dass die mittelst (α_1) gerechnete Expansionswirkung mit jener durch die Versuche nachgewiesenen übereinstimmt.

Nach Prof. G. Schmidt entspricht dieser Bedingung in den gewöhnlichen Fällen (bei Masch. ohne Dampfhemd) der Werth $\chi = 1{,}6$, während Prof. Grashof $\chi = 1{,}5$ setzt.

Bei Dampfmaschinen, welche mit einem Dampfhemde versehen sind, könnte man der hiedurch bedingten grösseren Expansionswirkung allerdings auch durch die Annahme eines grösseren Werthes von χ Rechnung tragen; wir wollen jedoch diesfalls aus den oben besprochenen Rücksichten von dem Poisson'schen Gesetze ganz absehen, und uns des einfachen Mariotte'schen Gesetzes bedienen, weil eben die an solchen Maschinen gemachten Beobachtungen eine sehr annähernde Uebereinstimmung des thatsächlichen Verhaltens der Dampfspannung und Expansionswirkung mit dem einfachen Mariotte'schen Gesetze nachgewiesen haben.

Nach diesem Gesetze mögen aber dann auch alle diejenigen Maschinen beurtheilt werden, bei welchen (wenn dieselben auch kein Dampfhemd besitzen sollten) wegen der vorhandenen präcis wirkenden Steuerung (namentlich für selbstthätig variable Expansion), ferner wegen ihrer in der Regel besonders vollkommenen Herstellung und sorgfältigen Wartung eine möglichst gute Ausnützung der motorischen Substanz im Allgemeinen zu gewärtigen ist, und bei denen obendrein wegen der hiebei allgemein üblichen hohen Expansionsgrade ein sehr bedeutendes „Nachdampfen“ in der zweiten Hälfte der Expansionsperiode, hiemit auch eine bedeutende Steigerung der Expansionswirkung (im Vergleiche mit der theoretischen) stattfinden wird; es sind die Corliss-, Sulzer- und die ihnen bezüglich der inneren Einrichtung ähnlichen, namentlich auch mit hohem Dampfdruck arbeitenden Maschinen.

Die zweicylindrigen Maschinen nach dem Woolf'schen System werden wegen des vorhandenen oder doch vor-

handen sein sollenden Dampfhemdes an dem (kleinen) Hochdruckcylinder*) eo ipso nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze zu berechnen sein.

Wir werden hier zunächst die gewöhnlichen eincylindrigen Dampfmaschinen ohne Dampfhemd nach dem in obiger Weise modificirten Poisson'schen Gesetze rechnungsgemäss verfolgen, indem wir bei der Feststellung der Expansionswirkung nur noch die Grösse χm (anstatt m) für den Coëfficienten des schädlichen Raumes einsetzen.

Wir wollen nunmehr die Expansionswirkung gemäss S. 51 mit W_2 (anstatt W_ε) bezeichnen, und für die Anfangsspannung (p_1) den aus Fig. 2 (a oder b) ersichtlichen Werth p_2 setzen.

Demgemäss gestaltet sich die Expansionswirkung W_2 nach Formel α_1), wenn man hierin das anfängliche Dampfvolumen

$$V_1 = O\,(s_1 + \chi\, m\, s) = O\, s\left(\frac{s_1}{s} + \chi\, m\right)$$

setzt, wie folgt:

$$W_2 = \mathfrak{A} O s \frac{p_2}{0{,}135}\left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0{,}135}\right]; \quad (9)$$

wobei der Ausdruck (4) für den Expansionsgrad ε in den folgenden übergeht:

$$\varepsilon = \frac{\frac{s_3}{s} + \chi m}{\frac{s_1}{s} + \chi m}; \quad \ldots \ldots \quad (10)$$

für Volldruckmaschinen insbesondere ist nach (4'):

$$\varepsilon = \frac{1 + \cos(\delta - \varphi_1) + 2\chi m}{1 + \cos(\delta + \varphi\,) + 2\chi m} \quad \ldots \quad (10')$$

---

*) Ich erlaube mir schon hier nebenbei zu bemerken, dass nach meinem Dafürhalten das Dampfhemd eben an dem Hochdruck cylinder einer zweicylindrigen Maschine unzweifelhaft den wahre Sinn und Werth hat, dass hingegen der Expansions-Cylinder einer solchen Maschine nie mit Kesseldampf geheizt werden sollte, wohl aber durch Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern gegen äussere Abkühlung möglichst zu schützen wäre.

Von den förderlichen Wirkungen W_1, W_2 und W_3 erübrigt nun noch, die Nachwirkung W_3, d. h. diejenige Wirkung zu bestimmen, welche der Hinterdampf während seines Austrittes verrichtet; es ist gemäss S. 51

$$W_3 = \mathfrak{A}Op_3\,(s - s_3) = \mathfrak{A}Osp_3\left(1 - \frac{s_3}{s}\right) \quad . \; . \; . \; (11)$$

Wir setzen nun die Summe der förderlichen Wirkungen, d. h. die förderliche Gesammtwirkung:

$$W_1 + W_2 + W_3 = \mathfrak{A}Osp_m\,, \quad . \; . \; . \; . \; (12)$$

wobei p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung während des ganzen Kolbenhubes s bezeichnet und sonach in dem obigen Indicator-Diagramm (Fig. 2. a oder b)

$$p_m = \frac{\text{Fläche } ABCDE}{s}$$

ist; dann hat man mit Einsetzung der Werthe (7), (9) und (11) in (12):

$$p_m = p_1\,\frac{s_1}{s} + \frac{p_2}{0{,}135}\left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0{,}135}\right] +$$

$$+ p_3\left(1 - \frac{s_3}{s}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (13)$$

Von den hinderlichen Wirkungen ist zunächst die Vorderdampfwirkung, d. h. die Wirkung des Vorderdampfes während seines Ausströmens:

$$W_4 = \mathfrak{A}Op_4s_2 = \mathfrak{A}Osp_4\,\frac{s_2}{s} \quad . \; . \; . \; . \; (14)$$

Für die Compression des Vorderdampfes erhalten wir auf Grundlage des Poisson'schen Gesetzes gemäss Gleichung m') S. 41, wenn wir uns der hier gewählten Bezeichnungen bedienen, also W_5 anstatt W_c und als Anfangsspannung p_5 anstatt p_1 setzen, die Compressionswirkung

$$W_5 = \frac{\mathfrak{A}p_5\,V_1}{\varkappa - 1}\left(\varepsilon_1^{\varkappa - 1} - 1\right).$$

Nun ist das zu comprimirende Dampfvolumen

$$V_1 = O\,(s - s_2 + ms) = Os\left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right)$$

und für trockenen Dampf

$$\varkappa = 1{,}41$$

während für nassen Dampf $\varkappa_1 = 1{,}135$ statt $\varkappa$ zu setzen ist; wenn wir vor der Hand den letzteren Werth beibehalten, so ist die Compressionswirkung:

$$W_5 = \mathfrak{A} O s \frac{p_5}{0{,}135} \left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right) \left(\varepsilon_1^{0{,}135} - 1\right) \ldots (15)$$

Hiebei hat der Compressionsgrad ε_1 den in (5) angegebenen Werth.

Die Gegendampfspannung kann man durch die ganze, ohnehin sehr kurze Dauer der Gegendampfperiode der Volldruckspannung p_1 gleich annehmen, und dann ist die Gegendampfwirkung

$$W_6 = \mathfrak{A} O p_1 (s - s_4) = \mathfrak{A} O s p_1 \left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \ldots (16)$$

Wir setzen nun analog dem Vorhergehenden die hinderliche Gesammtwirkung des Dampfes:

$$W_4 + W_5 + W_6 = \mathfrak{A} O s p_v, \quad \ldots \ldots (17)$$

wobei p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung während des ganzen Kolbenhubes s bezeichnet, und somit in dem obigen Indicator-Diagramm (Fig. 2. *a* oder *b*)

$$p_v = \frac{\text{Fläche } AEDG}{s} \text{ ist.}$$

Man erhält mit Einsetzung der Werthe (14), (15) und (16) in (17):

$$p_v = p_4 \frac{s_2}{s} + \frac{p_5}{0{,}135} \left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right) \left(\varepsilon_1^{0{,}135} - 1\right) + p_1 \left(1 - \frac{s_4}{s}\right). \ (18)$$

Endlich ist die Widerstandswirkung:

$$W_7 = \mathfrak{A} O s p_7 \quad \ldots \ldots \ldots (19)$$

Sofort ist nach (6) mit Rücksicht auf (12), (17) und (19) die Nutzwirkung bei einem einfachen Kolbenhube:

$$W = \mathfrak{A} O s (p_m - p_v - p_7),$$

daher der Nutzeffect bei n Umgängen (Doppelhuben) in der Minute, ausgedrückt in Met. Kilogr.

$$E = \frac{2nW}{60} = \frac{\mathfrak{A} O n s}{30} (p_m - p_v - p_7),$$

und der Nutzeffect N ausgedrückt in Pferdestärken à 75 Met.-Kgr. mit dem Werthe des atmosphärischen Druckes $\mathfrak{A} = 10334$ Kilogr. pro Quadr.-Meter für die „alte" Atmosphäre (resp. $\mathfrak{A} = 10000$ Kilogr. pro Quadr.-Met. für die „neue" Atmosphäre):

$$N = \frac{E}{75} = 4{,}593\ Ons\ (p_m - p_v - p_7) \text{ f. d. „alte" Atm.}$$

$$(\text{resp. } N = \frac{E}{75} = 4{,}444\ Ons\ (p_m - p_v - p_7) \text{ f. d. „neue" Atm.}).$$

Setzt man:

$$p_m - p_v - p_7 = p_n \quad \ldots\ldots \quad (20)$$

wobei p_n die mittlere Nutz- oder Nettospannung bezeichnet, so hat man den Nutzeffect in Pferdestärken:

$$\left.\begin{array}{r} N = 4{,}593\ Ons\ p_n \text{ f. d. „alte" Atm.} \\ (\text{resp. } N = 4{,}444\ Ons\ p_n \text{ f. d. „neue" Atm.}) \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (21)$$

Die Differenz:

$$p_m - p_v = p_b \quad \ldots\ldots \quad (22)$$

nennt man die „indicirte" oder Bruttospannung, so dass mit Rücksicht auf (20) die Nettospannung:

$$p_n = p_b - p_7 \quad \ldots\ldots \quad (23)$$

Analog (21) ist dann der Brutto-Effect in Pferdestärken

$$\left.\begin{array}{r} N_b = 4{,}593\ Ons\ p_b \text{ f. d. „alte" Atm.} \\ (\text{resp. } N_b = 4{,}444\ Ons\ p_b \text{ f. d. „neue" Atm.}) \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (24)$$

und schliesslich der Wirkungsgrad der Maschine:

$$\eta = \frac{N}{N_b} = \frac{p_n}{p_b} \quad \ldots\ldots \quad (25)$$

In wiefern die vorangehende, im Wesentlichen allgemein giltige Entwicklung durch die Anwendung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes bei Bestimmung der Grösse der Expansionswirkung insbesondere für Maschinen mit Dampfhemd zu modificiren ist (welche Modification hauptsächlich nur den in Gleichung 13 gegebenen Ausdruck für die mittlere Hinterdampfspannung p_m betreffen wird), soll erst bei den nachfolgenden „Specialisirungen" in Betracht gezogen werden.

Specialisirungen auf Grundlage des modificirten Poisson'schen Gesetzes, dann des einfachen Mariotte'schen Gesetzes.

Für die ganz allgemein giltigen Gleichungen (20) bis (25) sind nun die Werthe von p_m und p_v in (13) und (18) zweckmässig zu specialisiren, beziehungsweise zu vereinfachen, um die Berechnung einer Dampfmaschine nach der vorstehenden Theorie möglichst bequem zu machen.

Diese Specialisirungen werden darin bestehen, dass wir

1. über die Spannungen p_1 bis p_7 entsprechende Annahmen machen, und

2. dass wir uns für eine zweckmässige Normalconstruction des Vertheilungsschiebers entschliessen, wodurch die Verhältnisse $\frac{s_2}{s}$, $\frac{s_3}{s}$ und $\frac{s_4}{s}$, so wie auch der Compressionsgrad ε_1 besondere Werthe erhalten.

Was zunächst die Spannungen betrifft, so ist die Volldruck- oder Admissions-Spannung p_1 jedesmal als eine ursprüngliche Grösse zu betrachten; dieselbe tritt nur mit der absoluten Kesseldampfspannung in ein Verhältniss, indem die Admissionsspannung nothwendigerweise stets um irgend einen Antheil unter der Kesselspannung bleibt. Von diesen beiden Spannungen gilt nach dreifacher Richtung die Regel: „je grösser desto besser"; u. z.:

Erstens sind bei einer herzustellenden Maschine die Dampfkessel für eine möglichst hohe Spannung einzurichten.

Zweitens ist bei einer bestehenden Maschine die Kesselspannung stets nahe so hoch zu halten, als es mit Rücksicht auf die vorgenommene Kesselprobe ämtlich gestattet ist.

Drittens ist bei dem wirklichen Maschinenbetriebe die Admissionsspannung im Verhältnisse zu der Kesselspannung thunlichst hoch, und die Cylinderfüllung thunlichst klein einzurichten.

Die Anwendung möglichst hoher Spannungen empfiehlt sich sowohl aus Rücksicht für die hiedurch bedingten kleineren Anschaffungskosten als auch geringeren Betriebskosten der Dampfmaschine. Seit der Erfindung der Dampfmaschinen sind deshalb die zur Anwendung kommenden Spannungen fortwährend im Zunehmen begriffen, welches wohlbegründete Streben namentlich in der letzteren Zeit stark zur Geltung kommt. Kesselspannungen von 3 oder 4 Atmosphären Ueberdruck trifft man heutzutage nur noch bei älteren Anlagen. Die gegenwärtig beliebten Spannungen betragen bei stationären Maschinen in der Regel 5 bis 7 Atmosphären Kesselüberdruck, häufig noch mehr; bei den Locomotiven hat man sich bereits früher auf 10 Atmosphären gewöhnt, und wir nähern uns der Anwendung dieses Hochdruckes allmälig auch bei den stationären Maschinen.

Die Condensationsmaschine ist aus betriebsökonomischen Rücksichten eines sehr hohen Dampfdruckes im Allgemeinen weniger bedürftig, als die Auspuffmaschine; daher arbeiten einerseits die Condensationsmaschinen (insbesondere die gewöhnlichen eincylindrigen) gewöhnlich mit einem mässigeren Druck als die Auspuffmaschinen, während andererseits der ökonomische Vortheil der Condensationsmaschine in Anbetracht ihrer grösseren Herstellungskosten im Vergleiche mit der Auspuffmaschine mit steigendem Drucke immer geringer wird, so dass man bei Anwendung sehr starken Hochdruckes — insbesondere für kleinere Maschinen — von der Einrichtung der Condensation füglich Umgang nehmen kann.

Die im Vorhergehenden unter „Zweitens“ aufgestellte Regel, dass bei einer bestehenden Dampfmaschine die Kesselspannung stets möglichst nahe dem gestatteten Maximum zu erhalten ist, hat wohl für alle Fälle ihre Geltung.

Hingegen kann die angeschlossene dritte Regel, dass nämlich bei dem wirklichen Maschinenbetriebe die Admissionsspannung im Verhältniss zu der Kesselspannung thunlichst hoch und die Cylinderfüllung thunlichst klein

einzurichten ist, nur bedingungsweise u. z. in denjenigen Fällen unbeschränkte Geltung haben, wenn die Maschine für selbstthätig variable Expansion eingerichtet ist. In allen anderen Fällen und insbesondere bei unveränderlicher Cylinderfüllung wird die Admissionsvorrichtung (Ventil, Schieber, Klappe) wohl nie ganz geöffnet sein, und demnach stets eine ansehnlichere Differenz zwischen der möglichst hoch gehaltenen Kesselspannung und der Admissionsspannung bestehen müssen. Es ist aber (bei etwaiger Fixirung der Cylinderfüllung u. dgl.) dafür zu sorgen, dass auch diese unvermeidliche Spannungsdifferenz nicht grösser als nöthig, jedenfalls aber so gross ausfalle, dass der Maschinenführer durch den ihm hiemit zur Verfügung stehenden Dampfvorrath von dem Kesselheizer insoweit unabhängig sei, um einerseits die Maschine selbst bei etwaiger fixer Expansion nöthigenfalls über ihre Normalleistung beanspruchen zu können, — gleichgiltig, ob diese Steigerung der Leistung durch Verstellung der Admissionsvorrichtung von freier Hand oder aber von Seite eines Regulators zu bewerkstelligen ist, — und um andererseits eine allfällige Versäumniss des Heizers für den Gang der Maschine möglichst einflusslos machen zu können. Die hienach in der Regel stattfindende Dampfdrosslung hat stets eine gewisse Spannungsabnahme während der Admissionsperiode nach Massgabe der Intensität dieser Drosslung zur Folge, und bleibt in betriebsökonomischer Hinsicht nur unter der Bedingung mindestens ohne Nachtheil, dass die Moderirung der Maschinenleistung in einer vollkommeneren Weise: durch Verminderung der Füllung d. h. Steigerung der Expansion bei möglichst hoher Admissionsspannung eben nicht durchführbar ist.

Bei einer im Betriebe stehenden und mit fixer Füllung arbeitenden Maschine wird es aber immerhin vortheilhafter sein, die für eine zeitweilig kleinere Leistung der Maschine hinreichende (kleinere) Admissionsspannung durch eine entsprechende Drosslung bei möglichst hoher Kesselspannung

als durch Sinkenlassen der Kesselspannung selbst zu bewirken.

Ausserdem werden Maschinen mit intermittirendem Betriebe (z. B. bergmännische Förderungsmaschinen und dgl.) wohl unter allen Umständen eine ansehnlichere Differenz zwischen der Kesselspannung und der Admissionsspannung nachweisen, als die ununterbrochen arbeitenden Dampfmaschinen.

Die eben der Hauptsache nach angeführten Rücksichten werden auch festzuhalten sein, wenn es sich darum handelt, für eine erst herzustellende, beziehungsweise für eine (den Dimensionen etc. nach) zu berechnende Maschine von einer gewissen Stärke die Admissionsspannung p_1 festzustellen.

Man wird sich zunächst für diejenige (absolute) Kesselspannung p entschliessen, auf welche die betreffenden Dampfkessel behördlich zu prüfen, dann aber auch bei dem wirklichen Betriebe zu heizen sein werden. Sodann wird man die absolute Admissionsspannung p_1 im Verhältnisse zu der absoluten Kesselspannung p eher etwas geringer denn höher schätzen, als für den zukünftigen wirklichen Betrieb zu gewärtigen ist. In dieser lieber etwas vorsichtigeren Schätzung hat man zugleich eine Gewähr, dass man die Maschine nicht zu knapp rechnet.

Demgemäss kann man bei Maschinen mit unverstellbarer Füllung, und je nachdem etwa die Maschinenleistung mehr oder minder variirt (welche Variation sodann an der Admissionsvorrichtung entweder durch den Maschinenwärter oder durch den Regulator geregelt wird),

$$p_1 = 0{,}75 \text{ bis } 0{,}85\, p$$

also in Mittel etwa

$$p_1 \doteq 0{,}8\, p$$

nnehmen. Eine solche Annahme wird beiläufig auch bei laschinen mit intermittirendem Betriebe gerechtfertigt sein.

Bei Maschinen mit (während des Ganges) verstellbarer -pansions-Vorrichtung (z. B. jener nach Meyer) wird man nach anderweitigen Umständen

$$p_1 = 0{,}8 \text{ bis } 0{,}9\ p,$$

also im Mittel etwa

$$p_1 \doteq 0{,}85\ p$$

annehmen können.

Wenn aber die Maschine mit einer selbstthätig wirkenden Vorrichtung für variable Expansion versehen werden soll, kann man ohne Weiteres

$$p_1 = 0{,}9 \text{ bis } 0{,}95\ p$$

in Rechnung bringen.

Hiernach und mit Berücksichtigung eventuell noch anderweitiger, hier etwa nicht vorgedachter besonderer Umstände ist die Grösse der Admissionsspannung p_1 für eine herzustellende Dampfmaschine zunächst festzusetzen und bei der Berechnung dieser Maschine als eine gegebene Grösse zu betrachten.

Die Spannung p_2 am Anfang der Expansionsperiode wird jedesmal etwas kleiner als die mittlere Admissionsspannung p_1 sein, weil einerseits der Dampfeintrittscanal vor Beginn dieser Periode in der Regel nicht plötzlich geschlossen wird, und weil andererseits die Spannung während der Admission selbst u. z. desto mehr abnimmt, je mehr der Admissionsdampf gedrosselt wird; man kann mit Völckers $p_2 = 0{,}95\,p_1$ annehmen.

Die mittlere Hinterdampfspannung p_3 während des Dampfaustrittes wird bedeutend grösser sein, als die mittlere Vorderdampfspannung p_4, welche letztere bei Auspuffmaschinen der atmosphärischen, und bei Condensationsmaschinen der im Condensator herrschenden Spannung nahe sein wird. Prof. Schmidt nimmt $p_3 = 1{,}5\,p_4$; ein kleiner Fehler in dieser Schätzung ist wegen der kurzen Dauer der bezüglichen Phase ohnehin nicht von Bedeutung.

Auf die mittlere Vorderdampf-Spannung p_4, welche übrigens wieder als eine gegebene Grösse zu betrachten sein wird, können wir auch die Spannung p_5 am Anfange der Compressionsperiode beziehen, u. z. nehmen wir mit Völckers $p_5 = 1{,}1\,p_4$.

Was endlich die mittlere Vorderdampf-Spannung p_4 selbst betrifft, so können als Mittelwerthe angenommen werden:

$p_4 = 1{,}1$ Atm. für Maschinen mit Auspuff,

$p_4 = 0{,}2$ Atm. für Condensationsmaschinen.

Bei den Auspuffmaschinen mit sehr hoher Spannung und grosser Kolbengeschwindigkeit wird indessen die angesetzte Grösse (1,1 Atm.) der Spannung p_4, falls sie nicht mit hinreichend kleiner Füllung arbeiten, um 0,1 bis 0,2 Atm. — um Letzteres bei den Locomotiven überschritten. Auch wenn der Emissionsdampf nicht direct auspufft, z. B. zur Heizung von Localitäten benützt wird und hiemit eine längere Röhrenleitung zu passiren hat, wird $p_4 > 1{,}1$ Atm. sein. (Man hüte sich jedoch den Auspuffdampf etwa zur vermeintlichen Heizung des Dampfcylinders — als „Dampfhemd" zu benützen; — diess wäre natürlicher Weise Kühlung anstatt Heizung!)

Mit den specialisirten Werthen:

$$p_2 = 0{,}95\, p_1$$
$$p_3 = 1{,}5\, p_4$$
$$p_5 = 1{,}1\, p_4,$$

erhält man aus (13) und (18) die noch ziemlich allgemein geltenden Werthe:

$$\left.\begin{aligned} p_m &= p_1 \frac{s_1}{s} + 7{,}04\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,135}}\right) + \\ &\quad + 1{,}5\, p_4 \left(1 - \frac{s_3}{s}\right), \\ p_v &= p_4 \frac{s_2}{s} + 8{,}151\, p_4 \left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right)(\varepsilon_1{}^{0,135} - 1) + \\ &\quad + p_1 \left(1 - \frac{s_4}{s}\right). \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

Die weitere Vereinfachung dieser Ausdrücke wird, wie ereits angedeutet, durch Annahme einer Normalconstruction les Vertheilungsschiebers geschehen.

Prof. Gust. Schmidt macht in dieser Beziehung die olgenden Annahmen, welche übrigens von den Völckers'schen

und Grashof'schen Angaben nicht wesentlich abweichen, und welche auch in der Anwendung vorwaltend mit Annäherung befolgt werden:

$$\delta = 20^0$$
$$e = {}^1/_4\,\varrho$$
$$i = {}^1/_{12}\,\varrho.$$

Demgemäss ergibt sich mit Rücksicht auf (1) und Fig. 1:

$$\left.\begin{aligned} \varphi &= \text{arc. sin}\frac{e}{\varrho} = 14^0\,30' \\ \varphi_1 &= \text{arc. sin}\frac{i}{\varrho} = 4^0\,46' \\ v &= \varrho \sin\delta - e = 0{,}1\,\varrho. \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (27)$$

Anmerkung. Die übrige Einrichtung des Vertheilungsschiebers soll den folgenden Anforderungen entsprechen: Wenn a die gemeinschaftliche Weite, b die gleichfalls gemeinschaftliche Breite der beiden Dampfcanäle, a_1 die Weite des Dampfausflusscanales und β die Stegbreite (beiderseits von a_1) bezeichnet, so ist in der äussersten Lage des Schiebers der Dampfausflusscanal (a_1) verengt um $\varrho - (\beta - i)$; demnach bleibt zum Dampfausströmen offen $a_1 - \varrho + \beta - i$; diese Grösse muss behufs ungehinderten Dampfausströmens $\geqq a$ sein. Die Weite a eines jeden Dampfcanals mache man so gross, dass derselbe bei der äussersten Schieberstellung mindestens auf der Ausströmungsseite ganz offen ist; zu diesem Zwecke muss $a = \varrho - i$ und hiemit $a_1 \geqq 2\varrho - \beta$ sein. Dabei wird $\beta = \frac{a}{2} + 1$ Centim. und der Querschnitt eines jeden Dampfcanales: $ab = \frac{O}{20}$ bis $\frac{O}{15}$ u. z. desto grösser genommen, je grösser die Kolbengeschwindigkeit ist. Zweckmässig ist in dieser Beziehung die Regel von Prof. Radinger, nach welcher für Metermass $ab = \frac{1}{30}\,Oc$ zu machen ist, wobei c die Kolbengeschwindigkeit bezeichnet. Einige weiteren Bemerkungen über die Einrichtung des Vertheilungsschiebers sollen später betreffenden Orts Platz finden.

Mit den Werthen von φ und φ_1 in (27) folgt aus (3):

$$\left.\begin{aligned} \frac{s_2}{s} &= 0{,}9540 \\ \frac{s_3}{s} &= 0{,}9825 \\ \frac{s_4}{s} &= 0{,}9977. \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (28)$$

Ferner ergibt sich aus (5), wenn man für den Coëfficienten des schädlichen Raumes den Mittelwerth:

$$m = 0{,}05$$

annimmt, der Compressionsgrad

$$\varepsilon_1 = 1{,}835 \ldots\ldots\ldots \quad (28')$$

Für Volldruckmaschinen insbesondere ist gemäss (3) der Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}9120 \ldots\ldots\ldots \quad (28'')$$

Wenn man die eben specialisirten Werthe $\frac{s_2}{s}$, $\frac{s_3}{s}$, $\frac{s_4}{s}$ und ε_1 in (26) einsetzt, so erhält man:

$$p_m = p_1 \frac{s_1}{s} + 7{,}04 p_1 \left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,135}}\right) + 0{,}0263 p_4,$$

$$p_v = 1{,}0208\, p_4 + 0{,}0023\, p_1.$$

Hiemit ergibt sich gemäss (22) die indicirte oder Bruttospannung:

$$p_b = p_m - p_v =$$

$$= p_1 \left[\frac{s_1}{s} + 7{,}04\left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,135}}\right) - 0{,}0023\right] - 0{,}9945\, p_4.$$

Wenn oben bei Berechnung der Compressionswirkung $\varkappa = 1{,}41$ statt $\varkappa' = 1{,}135$ gesetzt worden wäre, so hätte sich in der letzten Formel $1{,}028\, p_4$ statt $0{,}9945\, p_4$ ergeben; jedenfalls ist mit hinlänglicher Genauigkeit

$$p_b = f p_1 - p_4, \ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

wobei der Coëfficient f zur Bestimmung der mittleren Dampfspannung aus der Admissionsspannung p_1 dienlich ist, und demnach als „Coëfficient für die mittlere Dampfspannung" oder schlechtweg als „Spannungs-Coëfficient" bezeichnet werden kann; u. z. ist bei der Anwendung des modific. Poisson'schen Gesetzes (also insbesondere für Maschinen ohne Dampfhemd giltig):

$$f = \frac{s_1}{s} + 7{,}04\left(\frac{s_1}{s} + \chi m\right)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,135}}\right) - 0{,}0023 \quad (30)$$

Dieser „Spannungs-Coëfficient" f wird, sobald man nur über die Grösse χ im Reinen ist und für den Coëfficienten des schädlichen Raumes einen Durchschnittswerth annimmt,

sofort durch die Grösse des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s}$ gegeben sein; es ist nämlich dann gemäss (10) mit Rücksicht auf $\frac{s_3}{s} = 0{,}9825$ auch der wahre Expansionsgrad:

$$\varepsilon = \frac{0{,}9825 + \chi m}{\frac{s_1}{s} + \chi m}$$

eine Function von dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ allein.

Wir wollen an dieser Stelle die Ausmittlung der indicirten oder Bruttospannung p_b, auf welcher in theoretischer Beziehung die Berechnung einer Dampfmaschine beruht, nunmehr auch auf Grundlage des einfachen Mariotte'schen Gesetzes, also insbesondere für Maschinen mit Dampfhemd, vornehmen, wobei natürlich alles Vorangehende ungeändert bleibt mit Ausnahme des Ausdruckes für die Expansionswirkung.

Es ist für einen einfachen Hub von den förderlichen Wirkungen zuvörderst die Volldruckwirkung (gemäss Gleichung 7, S. 52)

$$W_1 = \mathfrak{A} \,.\, O s p_1 \frac{s_1}{s}.$$

Die Expansionswirkung von einem anfänglichen Dampfvolumen V_1 und der Anfangsspannung p_1 (Atmosph.) bei dem Expansionsgrade ε gestaltet sich unter der Annahme der Giltigkeit des einfachen Mariotte'schen Gesetzes gemäss γ) S. 57

$$W_\varepsilon = \mathfrak{A} p_1 V_1 \operatorname{logn} \varepsilon.$$

Wenn man hierin das Anfangsvolumen

$$V_1 = O(s_1 + m s) = O s \left(\frac{s_1}{s} + m\right)$$

und gemäss (4) den (wahren) Expansionsgrad

$$\varepsilon = \frac{\frac{s_3}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m}$$

setzt, ferner für die anfängliche Spannung p_1 den aus Fig. 2. *a* oder *b* ersichtlichen Werth p_2 und für W_ε gemäss obiger Bezeichnung W_2 einsetzt, so hat man:

$$W_2 = \mathfrak{A} p_2\, O s \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \text{logn} \frac{\frac{s_3}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} \qquad (ad\ 9.)$$

Als dritte und letzte förderliche Dampfwirkung ist die sog. Nachwirkung (d. i. die Wirkung des Hinterdampfes bei seinem Austritte gegen Ende des Kolbenhubes) gemäss 11) S. 63

$$W_3 = \mathfrak{A}\, O s p_3 \left(1 - \frac{s_3}{s}\right).$$

Wenn wir, wie vordem, die Summe der förderlichen Wirkungen

$$W_1 + W_2 + W_3 = \mathfrak{A}\, O s p_m$$

setzen, so ergibt sich die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{\mathfrak{A}\, O s}$$

und mit Einsetzung obiger Ausdrücke für W_1, W_2 und W_3:

$$p_m = p_1 \frac{s_1}{s} + p_2 \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \text{logn} \frac{\frac{s_3}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} + p_3 \left(1 - \frac{s_3}{s}\right) (ad\ 18)$$

Nun kann, wie vorher mit hinlänglicher Annäherung

$$p_2 = 0{,}95\, p_1$$
$$p_3 = 1{,}5\, p_4$$

und gemäss der angenommenen Einrichtung des Vertheilungsschiebers (S. 72)

$$\frac{s_3}{s} = 0{,}9825$$

gesetzt werden, und es ergibt sich die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung

$$p_m = p_1 \frac{s_1}{s} + 0{,}95\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \text{logn} \frac{0{,}9825 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + 0{,}0263\, p_4,$$

dabei ist die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung, wie vorher (S. 73)

$$p_v = 1{,}0208\,p_4 + 0{,}0023\,p_1.$$

Hieraus folgt die indicirte oder Brutto-Spannung

$$p_b = p_m - p_v$$

$$= p_1 \left\{ \frac{s_1}{s} + 0{,}95\left(\frac{s_1}{s} + m\right) \operatorname{logn} \frac{0{,}9825 + m}{\frac{s_1}{s} + m} - 0{,}0023 \right\} - 0{,}9945\,p_4$$

Hiebei kann wieder p_4 anstatt 0,9945 p_4 gesetzt werden und man erhält:

$$p_b = f\,p_1 - p_4 \quad \ldots\ldots (ad\ 29)$$

wobei die bereits früher als „Spannungs-Coëfficient" bezeichnete Grösse f auf Grundlage des einfachen Mariotte'schen Gesetzes durch den Ausdruck gegeben ist

$$f = \frac{s_1}{s} + 0{,}95\left(\frac{s_1}{s} + m\right) \operatorname{logn} \frac{0{,}9825 + m}{\frac{s_1}{s} + m} - 0{,}0023 \quad \ldots (ad\ 30)$$

dessen Werth bei einer gewissen Grösse des Coëfficienten m des schädlichen Raumes abermals nur von dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ abhängt.

Da der Werth des „Spannungs-Coëfficienten" bei der Dampfmaschinenberechnung eine Hauptrolle spielt, und (bei einem gewissen procentuellen Betrage des schädlichen Raumes) durch den jeweiligen Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$ als gegeben zu betrachten ist, so wurde die nachfolgende kleine Tabelle entworfen, aus welcher für die üblichen Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ die zugehörigen numerischen Werthe von f unmittelbar entnommen werden können; u. z. sind diese Werthe einmal nach dem modificirten Poisson'schen Gesetze (nach Gleichung 30, S. 73 u. z. für den bereits auf S. 61 angegebenen Werth von $\chi = 1{,}6$) ermittelt und unter a angesetzt, während unter b die Werthe von f auf Grund des einfachen Mariotte'schen Gesetzes (ad 30) angeführt erscheinen

der Coëfficient m des schädlichen Raumes wurde durchwegs wie üblich = 0,05 angenommen. Man sieht, dass die auf dem einfachen Mariotte'schen Gesetze beruhenden unter b angeführten Werthe von f namentlich für kleinere Füllungen grösser sind, also die Dampfwirkung grösser angeben, als jene unter a angegebenen und nach dem Poisson'schen Gesetze berechneten Werthe. Wenn nun auch dieses nicht immer genau in dem Verhältnisse der Ausgiebigkeit des „Dampfhemdes" der Fall sein sollte, so wird es doch im Principe gerechtfertigt erscheinen, die Werthe a für Maschinen ohne Dampfhemd, die Werthe b für Maschinen mit Dampfhemd in Anwendung zu bringen.

Füllung $\frac{s_1}{s}$	Werthe von f		Füllung $\frac{s_1}{s}$	Werthe von f	
	a	b		a	b
0,912*)	0,975	0,976	**0,30**	0,645	0,660
0,80	0,954	0,956	**0,25**	0,587	0,602
0,70	0,923	0,928	**0,20**	0,523	0,536
0,60	0,879	0,886	**0,15**	0,450	0,462
0,50	0,818	0,828	**0,125**	0,410	0,420
0,40	0,741	0,754	**0,10**	0,368	0,374
0,333	0,679	0,694			

Das bisher Angegebene gilt für die eincylindrigen Maschinen mit dem üblichen durch ein Kreisexcenter bethätigten Dampfvertheilungsschieber — und hiebei mit hinreichender Genauigkeit auch dann, wenn die Einrichtung des Vertheilungsschiebers und seines Excenters von der hier vorausgesetzten „Normaleinrichtung" etwa abweichen sollte, wie dies namentlich bei Maschinen mit Vorwärts- ıd Rückwärtsbewegung in der That häufig und mit Recht ːr Fall ist.

*) Dieser gemäss Gleichung 28" für die Volldruckmaschinen bei der angenommenen Schiebereinrichtung giltige Werth der Füllung wird weiterhin auf 0,91 abgerundet werden.

Modification der vorangehenden Entwicklung für die Corliss-, Sulzer- und dgl. Maschinen, dann für die zweicylindrigen Woolf'schen und dgl. Maschinen.

Für die eincylindrigen Maschinen mit Corliss-Steuerung (mit Einschluss der Sulzer'schen und ähnlichen Maschinen mit selbstthätig variabler Expansion und kleinen schädlichen Räumen) kann die vorangegangene Entwicklung im Wesentlichen ebenfalls als giltig angenommen werden, nur ist hiebei insbesondere der raschere Dampfabschluss am Ende der Volldruckperiode neben dem Umstande, dass keine Dampfdrosslung stattfindet, mithin die Admissionsspannung nahezu constant ist, und dann der bedeutend geringere schädliche Raum (im Vergleiche mit der gewöhnlichen Planschieber-Steuerung) zu berücksichtigen; dem ersteren Umstande entsprechend ist die Dampfspannung p_2 bei Beginn der Expansion von der mittleren Admissionsspannung p_1 nur unerheblich verschieden u. z. kann nach Völckers $p_2 = 0{,}99\ p_1$ (anstatt $0{,}95\ p_1$) gesetzt werden. Hiemit wäre für die Corliss- u. dgl. Maschinen bei der diesfalls gerechtfertigten Anwendung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes in dem Ausdrucke (*ad* 30) des sog. „Spannungs-Coëfficienten" f der numerische Factor 0,99 anstatt 0,95 zu setzen, und die relative Grösse des schädlichen Raumes einmal $m = 0{,}015$, das anderemal $m = 0{,}03$*) anzunehmen; sodann wird die indicirte oder Brutto-Spannung p_b ohne

*) Der Coëfficient m des schädlichen Raumes wird für die Corliss-Maschinen von Völckers $m = 0{,}013$, von Grashof $m = 0{,}02$ angenommen, anderweitig jedoch für diese, dann für die Sulzer'schen u. dgl. Maschinen $m = 0{,}03$ angegeben. Da die Grösse des schädlichen Raumes bei solchen Maschinen in Anbetracht der hiebei angewandten kleinen Cylinderfüllungen von besonders wesentlichem Einflusse ist, so wurde hier die Specialisirung einmal für $m = 0{,}015$, das anderemal für $m = 0{,}03$ nothwendig befunden.

eine weitere Abweichung von dem gewöhnlichen Vorgange mittelst

$$p_b = f p_1 - p_4$$

zu rechnen sein.

Die hienach für die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen berechneten Werthe von f gestalteten sich wie folgt:

Füllung $\frac{s_1}{s}$	Werthe von f	
	für $m = 0{,}015$	für $m = 0{,}03$
0,25	0,596	0,604
0,20	0,524	0,536
0,15	0,442	0,456
0,125	0,394	0,410
0,10	0,344	0,362
0,07	0,274	0,296

Eine etwas wesentlichere Modification als für die Corliss- u. dgl. Maschinen erheischt die vorangegangene Betrachtung für die zweicylindrigen Maschinen nach dem Woolf'schen System zunächst aus dem Grunde, weil zwischen dem (hinderlichen) Vorderdampfe des kleinen (Hochdruck-) Cylinders und dem (förderlichen) Hinterdampfe des grossen (Expansions-) Cylinders stets eine gewisse Spannungsdifferenz, resp. ein Spannungsverlust (circa 5%) unvermeidlich ist, dann aber auch und zwar hauptsächlich aus der Rücksicht, dass der Vorderdampf des Hochdruckcylinders bei seinem Uebertritte in den Expansionscylinder zunächst in den mit sehr verdünntem Dampfe erfüllten (weil eben zuvor mit dem Condensator in Communication gewesenen) „schädlichen" Raum dieses letzteren ohne Arbeitsverrichtung expandirt und erst bei weiterer Expansion an den grossen Kolben Arbeit abgibt. Hiedurch gestaltet sich die an den Kolben des Expansionscylinders abgegebene Dampfwirkung unter allen Umständen geringer, als die theoretische Expansionswirkung der in dem

Hochdruck-Cylinder zur Wirksamkeit gekommenen Dampfmenge, was natürlich desto fühlbarer wird, je grösser das Volumen der Verbindungscanäle zwischen beiden Cylindern ist, — insoweit nämlich diese Kanäle als schädlicher Raum fungiren. Nur wenn dieser schädliche Raum verschwindend klein gemacht werden könnte, dann wäre es für die Grösse der an den Dampfkolben abgegebenen Expansionswirkung allerdings gleichgiltig, ob der Dampf in einem einzigen Cylinder (von der Grösse des Expansions-Cylinders) oder aber aus einem kleineren in einen grösseren Cylinder expandirt, und die anerkannten sonstigen Vortheile der Woolf'schen Maschine wären sodann in gar keiner Beziehung beeinträchtigt. Vermöge jenes Umstandes ist aber von vornherein einzusehen, dass die Einrichtung der Woolf'schen Maschine mit möglichst kleinen schädlichen Räumen im Allgemeinen von der grössten Wichtigkeit ist, und dass daher bei der bisher üblichen Einrichtung dieser Maschine (für ganze Füllung des grossen Cylinders) die Lage ihrer beiden Cylinder hintereinander oder aber mit gekreuzten Kanälen neben einander gegen die Einrichtung für geradezu entgegengesetzte Kolbenbewegung im entschiedenen Nachtheile ist; während andererseits der neuerer Zeit angeregten Anordnung der Woolf'schen Maschine mit Dampfraum zwischen beiden Cylindern bei Sonderabsperrung des grossen Cylinders (für eine Füllung gleich dem Cylindervolumen-Verhältnisse, — wodurch auch die Kurbelverstellung um 90° vortheilhafter Weise anwendbar wird) insbesondere mit Corliss- oder einer verwandten Steuerung der vollste Anspruch auf Vollkommenheit zuzusprechen wäre. Es ist ferner zu erwähnen, dass auch schon aus eben dieser ausgesprochenen Rücksicht eine sehr grosse Differenz zwischen den Volumen der beiden Woolf'schen Cylinder durchaus nicht günstig und dass es vielmehr vorzuziehen ist, den Dampf bereits in dem Hochdruckcylinder namhafter expandiren zu lassen damit derselbe mit schon bedeutend gesunkener Spannung in den obgenannten ziemlich evacuirten schädlichen Raum

des grossen Cylinders trete und sonach ohne Arbeitsverrichtung in geringerem Grade expandire, was sich übrigens aus dem Nachfolgenden noch klarer herausstellen wird.

Wir wollen die, die Woolf'sche Maschine betreffende Entwickelung des Ausdruckes für die Bruttospannung, auf welcher natürlich auch hier die Maschinenberechnung von theoretischem Standpunkte wesentlich beruht, nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze vornehmen, weil nach dem Vorausgegangenen der Anwendung dieses Gesetzes gerade bei den Woolf'schen Maschinen eine gewisse Berechtigung selbst vom theoretischen Standpunkte nicht ganz abzusprechen ist.

Es bezeichne für den kleinen Woolf'schen (Hochdruck-) Cylinder:

O' die wirksame Kolbenfläche,
s' den Kolbenhub,
m' den Coëfficienten des schädlichen Raumes (so dass dieser Raum $= m' O' s'$),
s'_1 den Kolbenweg bei der Absperrung, oder bei Beginn der Expansion hinter dem kleinen Kolben; also
$\frac{s'_1}{s'}$ den Füllungsgrad des kleinen Cylinders,

während die analogen Grössen für den Expansions-Cylinder wie bisher mit denselben Buchstaben, jedoch ohne die Striche (') bezeichnet, und die übrigen Bezeichnungen (S. 47) beibehalten werden; ferner sei für die Woolf'sche Maschine noch

$$v = \frac{O' s'}{O s} \text{ (also} < 1)$$

das Volumenverhältniss der beiden Dampfcylinder, so dass der totale Füllungsgrad (bezogen auf den grossen Cylinder)

$$\frac{s_1}{s} = v \frac{s'_1}{s'};$$

es bezeichne hier ausserdem

p_m die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung und
p_e die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung im kleinen Cylinder, demnach vermöge der oben erwähnten Spannungsdifferenz

$0{,}95\,p_e$ die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung und
p_v die mittlere (hinderliche) Vorderdampfspannung in dem grossen Cylinder;

alle Spannungen, wie bisher in Atmosphären gemessen.

Demgemäss ist die bei einem einfachen gemeinschaftlichen Hube an die beiden Kolben abgegebene Gesammt-Brutto-Dampfwirkung (indicirte Gesammtwirkung):

$$W_b = \mathfrak{A}\,p_m\,O'\,s' - \mathfrak{A}\,p_e\,O'\,s' + 0{,}95\,\mathfrak{A}\,p_e\,O\,s - \mathfrak{A}\,p_v\,O\,s;$$

wegen $O'\,s' = v\,O\,s$ hat man auch

$$W_b = \mathfrak{A}\,O\,s\left\{v\,p_m - (0{,}95 - v)\,p_e - p_v\right\}.$$

Wir setzen andererseits

$$W_b = \mathfrak{A}\,O\,s\,p_b$$

wobei p_b eine ideale indicirte oder Brutto-Spannung bezeichnet, welche (als constante Spannungsdifferenz aufgefasst) in dem allein vorhanden gedachten grossen Cylinder die Abgabe der obigen Gesammtwirkung W_b an den grossen Kolben verursachen würde.

Hiemit ergibt sich diese auf den grossen Cylinder bezogene Brutto-Spannung

$$p_b = v\,p_m - (0{,}95 - v)\,p_e - p_v \,\ldots\ldots\ldots (31)$$

Hierin kann, wie bei einer eincylindrigen Maschine gemäss Vorhergegangenem auf Grundlage des einfachen Mariotte'schen Gesetzes (S. 76) gesetzt werden:

$$p_m = p_1\,\frac{s_1'}{s'} + 0{,}95\,p_1\left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right)\operatorname{logn}\frac{0{,}9825 + m'}{\frac{s_1'}{s'} + m'} + 0{,}0263\,p_e$$

$$p_v = 1{,}0208\,p_a + 0{,}0023\,p_e$$

wegen $\frac{s_1'}{s'} = \frac{1}{v}\,\frac{s_1}{s}$ hat man auch

$$\left.\begin{aligned} p_m &= \frac{1}{v}\,p_1\left\{\frac{s_1}{s} + 0{,}95\left(\frac{s_1}{s} + v\,m'\right)\operatorname{logn}\frac{v\,(0{,}9825 + m')}{\frac{s_1}{s} + v\,m'}\right\} + 0{,}0263\,p_e \\ p_v &= 1{,}0208\,p_a + 0{,}0023 + p_e \end{aligned}\right\}\;(32)$$

Zur Ermittlung der Spannung p_e beachte man, dass sich die an den grossen Kolben einer Woolf'schen Maschine abgegebene Hinterdampfwirkung $\mathfrak{A}\,p_e\,O\,s$ (einschliesslich der durch die Widerstände in den Verbindungscanälen aufge

zehrten 5% Wirkung) aus der Vorderdampfwirkung $\mathfrak{A}\, p_e\, O'\, s'$ des kleinen Cylinders und aus der Expansionswirkung W_e des Dampfes von dem Volumen des kleinen auf das Volumen des grossen Cylinders zusammen setzt.*)

Demgemäss hat man:

$$\mathfrak{A}\, p_e\, O s = \mathfrak{A}\, p_e\, O' s' + W_e$$

woraus sich ergibt:

$$p_e = \frac{1}{\mathfrak{A}} \frac{W_e}{O s - O' s'} = \frac{W_e}{\mathfrak{A}\, O s\, (1 - v)} \quad \ldots \ldots (33)$$

Zur Feststellung der Expansionswirkung W_e ist mit Rücksicht auf die schädlichen Räume das Anfangsvolumen

$$V_1 = O' s' (1 + m') + O s m = O s \{v (1 + m') + m\}$$

und das Endvolumen

$$V_2 = O' s' m' + O s (1 + m) = O s (v m' + 1 + m)$$

mithin der Expansionsgrad

*) Um sich dies nöthigenfalls vollständig klar zu stellen, denke man sich den Dampfübertritt aus dem kleinen in den grossen Cylinder in zwei Perioden zerlegt: in der ersten Periode mache der kleine Kolben bei constant gedachter Vorderdampfspannung p_e seinen vollen Hub, während der grosse Kolben — das gleiche Volumen zurücklegend, also dem constanten Drucke weichend bloss den Weg $v s$ beschreibt und dabei gewissermassen eine Volldruckwirkung, jedoch nur von der Grösse $\mathfrak{A}\, p_e\, O v s = \mathfrak{A}\, p_e\, O' s'$ aufnimmt; weiterhin (in der zweiten Periode) expandire in dem grossen Cylinder das Dampfvolumen $O v s = O' s'$ auf das volle Cylindervolumen $O s$ derart, dass der Füllungsgrad, wie natürlich, $\frac{O v s}{O s} = v$ ist und dass auch während dieser Expansionsperiode die oben vereinbarte mittlere Hinterdampfspannung p_e herrsche, somit die Grösse der Expansionswirkung betrage:

$$W_e = \mathfrak{A}\, p_e\, O (s - v s) = \mathfrak{A}\, p_e\, O s\, (1 - v).$$

Demnach hat der grosse Kolben bei diesem idealen Vorgange (welcher natürlich bloss in Bezug auf die Grösse der in Betracht kommenden Dampfwirkungen mit dem thatsächlichen Vorgange übereinstimmt) im Ganzen eine Wirkung aufgenommen

$$\mathfrak{A}\, p_e\, O' s' + W_e = \mathfrak{A}\, p_e\, O v s + \mathfrak{A}\, p_e\, O s\, (1 - v) = \mathfrak{A}\, p_e\, O s$$

also gerade so gross, wie in der Wirklichkeit (nämlich = $\mathfrak{A}\, p_e\, O s$), und aus den beiden Einzelwirkungen $\mathfrak{A}\, p_e\, O' s'$ (Vorderdampfwirkung des kleinen Cylinders) und W_e (Expansionswirkung von dem Volumen $O' s'$ auf das Volumen $O s$, mit einstweiliger Ausserachtlassung der schädlichen Räume) bestehend.

$$\varepsilon = \frac{V_2}{V_1} = \frac{v\,m' + 1 + m}{v\,(1 + m') + m}.$$

Die Anfangsspannung erhalten wir, wenn wir bedenken, dass der zur Expansion gelangende Dampf das bereits festgesetzte Volumen V_1 einnimmt, während derselbe bei der Admissionsspannung p_1 das Volumen

$$O'\,(s_1' + m'\,s') = O'\,s'\left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right) = Os\left(\frac{s_1}{s} + v\,m'\right)$$

eingenommen hatte; demnach ist nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze mit hinlänglicher Annäherung (wie auch Völckers annimmt) jene Anfangsspannung

$$p_{e1} = 0{,}95\; p_1\, \frac{Os\left(\frac{s_1}{s} + v\,m'\right)}{V_1}.$$

Hiemit ergibt sich die Expansions-Wirkung ebenfalls nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetze (gemäss γ, S. 57)

$$W_e = \mathfrak{A}\,p_{e1}\,V_1 \operatorname{logn} \varepsilon.$$

Mit Einsetzung obiger Ausdrücke erhält man:

$$W_e = 0{,}95\,\mathfrak{A}\,p_1\,Os\left(\frac{s_1}{s} + v\,m'\right) \operatorname{logn} \frac{v\,m' + 1 + m}{v\,(1 + m') + m}$$

Daher ist gemäss (33) die fragliche Spannung

$$p_e = \frac{W_e}{\mathfrak{A}\,Os\,(1 - v)} = 0{,}95\,p_1\,\frac{\frac{s_1}{s} + v\,m'}{1 - v} \operatorname{logn} \frac{v\,m' + 1 + m}{v\,(1 + m') + m} \quad \ldots (34)$$

Da der Coëfficient m' des schädlichen Raumes des Hochdruckcylinders für die Werthe von p_m und p_e in (32) und (34) relativ wenig ausgiebig ist (indem derselbe stets mit $v < 1$ multiplicirt erscheint), und da überdiess derselbe — abgesehen von der Corliss- oder einer ähnlichen Steuerung — einen überhaupt nicht sehr variirenden Werth hat, so können wir hiefür der Vereinfachung wegen einen Mittelwerth

$$m' = 0{,}06$$

annehmen, und wollen nunmehr die Ausdrücke (32) und (34) von p_m, p_v und p_e zunächst für zwei Werthe des Cylindervolumenverhältnisses v, sodann aber auch für zwei Werthe des Coëfficienten m des schädlichen Raumes des Expansions-Cylinders specialisiren.

In ersterer Beziehung wollen wir einmal $v = \frac{1}{4}$, das anderemal $v = \frac{1}{3}$ annehmen (da ein noch kleineres Volumenverhältnis, etwa $v = \frac{1}{5}$ wie sich im Folgenden noch deutlicher herausstellen wird, bei den bisher üblichen Spannungen und Füllungen eigentlich nie angewendet werden sollte; in letzterer Beziehung kann einmal — bei verhältnissmässig langen (insbesondere gekreuzten) Verbindungscanälen zwischen beiden Dampfcylindern $m = 0{,}07$, das anderemal — bei kurzen Verbindungscanälen $m = 0{,}03$ angenommen werden, wobei die letztere Annahme auch für die S. 80 erwähnte neuartige Anordnung der Woolf'schen Maschine gelten kann.

Wir erhalten gemäss (32):

1) für $v = \frac{1}{4}$

$$p_m = 4p_1 \left\{ \frac{s_1}{s} + 0{,}95 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 \right) \operatorname{logn} \frac{0{,}2606}{\frac{s_1}{s} + 0{,}015} \right\} + 0{,}0263\, p_e$$

$$p_v = 1{,}0208\, p_4 + 0{,}0023\, p_e$$

hiebei ergibt sich gemäss (34):

a) für $m = 0{,}07$

$$p_e = 1{,}489\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 \right);$$

b) für $m = 0{,}03$

$$p_e = 1{,}602\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 \right);$$

2) für $v = \frac{1}{3}$

$$p_m = 3p_1 \left\{ \frac{s_1}{s} + 0{,}95 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}02 \right) \operatorname{logn} \frac{0{,}3475}{\frac{s_1}{s} + 0{,}02} \right\} + 0{,}0263\, p_e$$

$$p_v = 1{,}0208\, p_4 + 0{,}0023\, p_e$$

hiebei ist nach (34):

a) für $m = 0{,}07$

$$p_e = 1{,}348\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}02 \right);$$

b) für $m = 0{,}03$

$$p_e = 1{,}436\, p_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}02 \right).$$

Entwickelt man hienach gemäss (31) die Ausdrücke für die (auf den grossen Cylinder bezogene) Bruttospannung

$$p_b = vp_m + (0{,}95 - v)\, p_e - p_v$$

so erhält man, indem man (wegen des stets kleinen Werthes der Condensatorspannung $p_4 = 0{,}2$) gestattetermassen und behufs Vereinfachung p_4 anstatt $1{,}0208\, p_4$ setzt, die folgende Zusammenstellung:

$$\left.\begin{array}{l}
1.\ \text{für } v = \frac{1}{4} \\
\quad a)\ \text{wenn } m = 0{,}07 \\
\quad p_b = \left(2{,}0487 \frac{s_1}{s} + L_1 + 0{,}0157\right) p_1 - p_4 \\
\quad b)\ \text{wenn } m = 0{,}03 \\
\quad p_b = \left(2{,}1283 \frac{s_1}{s} + L_1 + 0{,}0169\right) p_1 - p_4 \\
\text{hiebei ist beiderseits} \\
\quad L_1 = 0{,}95 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015\right) \operatorname{logn} \dfrac{0{,}2606}{\frac{s_1}{s} + 0{,}015} \\
2.\ \text{für } v = \frac{1}{3} \\
\quad a)\ \text{wenn } m = 0{,}07 \\
\quad p_b = \left(1{,}8399 \frac{s_1}{s} + L_2 + 0{,}0168\right) p_1 - p_4 \\
\quad b)\ \text{wenn } m = 0{,}03 \\
\quad p_b = \left(1{,}8949 \frac{s_1}{s} + L_2 + 0{,}0179\right) p_1 - p_4 \\
\text{hiebei ist beiderseits} \\
\quad L_2 = 0{,}95 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}02\right) \operatorname{logn} \dfrac{0{,}3475}{\frac{s_1}{s} + 0{,}02}
\end{array}\right\} \quad (35)$$

Hieraus sieht man, dass der Ausdruck für die ideale auf den Expansions-Cylinder einer Woolf'schen Maschine bezogene Bruttospannung p_b auf die Form

$$p_b = fp_1 - p_4$$

zurückgeführt ist, welche mit jener unter (29) für die ein cylindrigen Maschinen angeführten vollständig übereinstimmt Der sog. „Spannungs-Coëfficient" f (d. i. die in dem jeweiligen

Ausdrucke für p_b vorkommende eingeklammerte Grösse) ist auch hier einzig und allein von dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ — bezogen auf den Expansions-Cylinder — abhängig, und es kann sonach die Woolf'sche Maschine in Betreff dieses (grossen) Cylinders nach denselben Grundsätzen rechnungsgemäss beurtheilt werden, wie die eincylindrige Maschine mit Condensation.

Nachfolgend sind die Werthe des „Spannungs-Coëfficienten" f für die Woolf'schen u. dergl. zweicylindrigen Maschinen gemäss obigen Specialisirungen übersichtlich zusammengestellt.

Füllung $\frac{s_1}{s}$ bezogen auf den grossen Cylinder	Volumen-Verhältniss v			
	1 : 4		1 : 3	
	lange Canäle *) $m = 0{,}07$	kurze Canäle **) $m = 0{,}03$	lange Canäle *) $m = 0{,}07$	kurze Canäle **) $m = 0{,}03$
	Werthe des Coëfficienten f			
0,25	0,524	0,544	0,542	0,556
0,20	0,464	0,482	0,480	0,492
0,15	0,394	0,408	0,408	0,418
0,125	0,354	0,366	0,368	0,376
0,10	0,310	0,320	0,322	0,328
0,07	0,250	0,256	0,262	0,266
0,05	0,204	0,210	0,216	0,220

*) resp. grosser schädlicher Raum.
**) resp. kleiner schädlicher Raum.

Bemerkung. Für das hier nicht berücksichtigte Volumenverhältniss 1 : 5 mögen hier die Völckers'schen Werthe von f, welchen die Annahme $m = m' = 0{,}066$ zu Grunde liegt, angeführt werden.

$\frac{s_1}{s}$ =	0,2	0,15	0,125	0,10
f =	0,453	0,385	0,346	0,303

Bei der Berechnung einer Woolf'schen oder dergl. zweicylindrigen Maschine hat man sich, wie aus dem Vorausgehenden hervorgeht, zuvörderst über eine entsprechende Wahl des Cylindervolumen-Verhältnisses v zu einigen.

Die Anschauungen über die in dieser Beziehung als massgebend zu erachtenden Rücksichten sind zwar nicht völlig übereinstimmend, doch darüber wird man wohl so ziemlich einig sein, dass die in der Anwendung vorkommenden Volumenverhältnisse unter $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ bei den üblichen Füllungen und Spannungen entschieden schon zu klein sind, weshalb bei der vorangehenden Betrachtung das Verhältniss 1 : 5 als bereits extrem nicht besonders in Berücksichtigung gezogen wurde.

Für die Bestimmung des günstigsten Cylindervolumen-Verhältnisses kann man zunächst den Grundsatz der gleichen Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder einer Woolf'schen oder ähnlichen Maschine als entsprechend erachten, wonach unter Einem den bereits oben berührten diesbezüglichen Rücksichten Rechnung getragen wird. Professor Gust. Schmidt deducirte nach diesem Grundsatze ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume eine Regel, nach welcher sich für verschiedene auf den grossen Cylinder bezogene Füllungen $\frac{s_1}{s}$ die zugehörigen Volumenverhältnisse folgends herausstellen:

$$\text{für } \frac{s_1}{s} = \quad {}^1/_6, \quad {}^1/_7, \quad {}^1/_8, \quad {}^1/_{10}, \quad {}^1/_{12}$$

$$v = \quad 0{,}405, \quad 0{,}359, \quad 0{,}325, \quad 0{,}286, \quad 0{,}250$$

$$\text{d. i. } v = 0{,}99\sqrt{\frac{s_1}{s}},\ 0{,}95\sqrt{\frac{s_1}{s}},\ 0{,}92\sqrt{\frac{s_1}{s}},\ 0{,}89\sqrt{\frac{s_1}{s}},\ 0{,}85\sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

Einige mit Berücksichtigung der schädlichen Räume von mir durchgeführte Specialrechnungen haben gezeigt, dass in der hieraus abzuleitenden empirischen Formel

$$v = C\sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

der Coëfficient C bei mässigen schädlichen Räumen so ziemlich constant bliebe, und bei grösseren schädlichen Räumen mit abnehmender Füllung sogar etwas zunehmen (anstatt abnehmen) würde. Entschieden kommt man dem Principe der thatsächlich gleichen Arbeitsleistung beider Cylinder näher, wenn man im Bereiche der bei Woolf'schen Maschinen anzunehmenden Füllungen

$$v = 0{,}9\sqrt{\frac{s_1}{s}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

setzt.

Diese höchst einfache Regel scheint mir für die Anwendung umsomehr empfehlenswerth zu sein, als dieselbe zwischen den Ergebnissen zweier anderweitig in besagter Beziehung aufgestellten rationellen Grundsätze *) so ziemlich die Mitte hält und somit nach Möglichkeit jeder Anforderung mindestens sehr annähernd entspricht.

Nach dieser Regel ergibt sich für verschiedene Füllungen $\frac{s_1}{s}$ (auf den Expansions-Cylinder bezogen) das

*) Ich meine die von Prof. Grashof und Prof. Werner angegebenen Regeln.

Nach Prof. Grashof soll das Cylindervolumen-Verhältniss einer Woolf'schen Maschine der Bedingung entsprechen, dass der Unterschied zwischen dem grössten (anfänglichen) und dem kleinsten (schliesslichen) summarischen Kolbendrucke bei einem einfachen Kolbenschube möglichst klein ausfalle, dass also der Stangen-Druck und Zug möglichst wenig variire. Hiernach ergibt sich:

für $\frac{s_1}{s}$ =	0,2,	0,15,	0,10,	0,075
v =	0,395,	0,340,	0,267,	0,232
d. h. v =	$0{,}884\sqrt{\frac{s_1}{s}}$,	$0{,}879\sqrt{\frac{s_1}{s}}$,	$0{,}845\sqrt{\frac{s_1}{s}}$,	$0{,}848\sqrt{\frac{s_1}{s}}$

Im Bereiche der bei Woolf'schen Maschinen anzuwendenden (günstigsten) Füllungen kann man hiernach durchschnittlich

$$v = 0{,}85\sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

setzen.

günstigste Volumenverhältniss v der beiden Dampfcylinder und sodann die zugehörige Füllung des kleinen Cylinders

$$\frac{s_1'}{s'} = \frac{1}{v}\frac{s_1}{s}$$

wie folgt:

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}15,\ 0{,}125,\ 0{,}10,\ 0{,}075,\ 0{,}05$$

$$v = 0{,}35,\ 0{,}32,\ 0{,}28,\ 0{,}25,\ 0{,}20$$

$$\frac{s_1'}{s'} = 0{,}43,\ 0{,}39,\ 0{,}35,\ 0{,}30,\ 0{,}25$$

Hieraus sieht man, dass selbst bei den immer mehr zur Geltung kommenden hohen Dampfspannungen und entsprechend kleinen Füllungen — bis etwa zur 14fachen Expansion — die günstiger Weise anzuwendenden Cylindervolumen-Verhältnisse v innerhalb derjenigen Werthe ein-

---

Prof. Werner bestimmt das günstigste Volumenverhältniss v der Woolf'schen Cylinder entsprechend der Bedingung, dass die Maximalbeanspruchung der Maschinentheile möglichst klein ausfalle, wonach sich

$$v = \sqrt{\frac{s_1}{s}\frac{1}{1-\frac{p_4}{p_1}}}$$

oder aber, da $\sqrt{1-\frac{p_4}{p_1}}$ von 1 wenig verschieden ist, hinreichend genau

$$v = \sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

ergibt.

Hält man die Grashof'sche Regel

$$v = 0{,}85\sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

mit der Werner'schen

$$v = \sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

zusammen, so sieht man, dass die oben aufgestellte und begründete Regel

$$v = 0{,}9\sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

beinahe mitten dazwischen fällt, und somit auch den hier angeführten Bedingungen mit hinreichender Annäherung Genüge leistet

geschlossen sind, welche bei den vorhergegangenen Specialisirungen in Betracht gezogen wurden, nämlich innerhalb 1 : 3 und 1 : 4. Erst für $\frac{s_1}{s} = 0{,}05$ d. h. für 20fache Expansion (zur Erzielung der normalmässigen Maschinenleistung) wäre das Volumenverhältniss 1 : 5 wirklich gerechtfertigt, und bleibt daher der Anwendung einer Admissionsspannung $p_1 \gtrequal 10$ Atm. bei den stationären Maschinen vorbehalten.

Beurtheilung der passiven Widerstände.

Nach geschehener Berechnung der Brutto-Spannung p_b, welche sich nunmehr bei allen Gattungen der Dampfmaschinen in der Form

$$p_b = f p_1 - p_4 \text{ (siehe 29)}$$

ergibt, hat man die Netto-Spannung

$$p_n = p_b - p_7 \text{ (siehe 23)}$$

zu bestimmen, wobei es sich um die Feststellung der Widerstandsspannung p_7 handelt.

Diese letztere ist nun allerdings eine sehr stark variirende Grösse, und lässt sich auf rein theoretischem Wege nicht entwickeln; man muss daher diesfalls die Erfahrung zu Hilfe nehmen.

Die Widerstandsspannung p_7 begreift in sich:

Erstens die dem Widerstande der Luftpumpe und der Kaltwasserpumpe entsprechende Spannung p_c;

Zweitens die den sämmtlichen in der Maschine vorkommenden Reibungs- oder passiven Widerständen entsprechende Spannung p_r, so dass man hat

$$p_7 = p_c + p_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

Die Spannung p_c ist bei Auspuffmaschinen selbstverständlich $= 0$; bei den Condensationsmaschinen ist nach Versuchen und Combinationen von Völckers:

$$p_c = 0{,}034 + 0{,}002\,h, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

wobei h die in Meter ausgedrückte Satzhöhe der Kaltwasserpumpe bezeichnet; durch das Glied 0,034 (Atmosph.) wird insbesondere dem Widerstande der Luftpumpe, durch 0,002 h (Atm.) dem Widerstande der (mit der Maschine verkuppelten) Kaltwasserpumpe annähernd Rechnung getragen.

[Bemerkung. Nach Grashof ergibt sich genauer:

$$p_c = 0{,}0045\ (h + 13)\frac{J}{Ons} \quad . \ . \ . \ . \ (38')$$

wobei J die Injections- oder Kaltwassermenge pro Sekunde in Kilogr. bezeichnet und die übrigen Grössen die bekannte Bedeutung für Metermass haben.]

Die summarische Reibungsspannung p_r setzt sich aus zwei Theilen zusammen u. z. aus der dem Leergangswiderstande der Maschine äquivalenten Spannung r_0 und aus derjenigen Spannung r, welche der sogenannten „zusätzlichen Reibung“ der belastet gehenden Maschine entspricht.

Der letztgenannte Antheil der Reibungsspannung kann der Anstrengung der Maschine also der Nutzspannung p_n proportional resp. als ein aliquoter Theil derselben, d. h.

$$r = \mu p_n \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (39)$$

angenommen werden, wobei erfahrungsmässig

$$\mu = 0{,}13 \text{ bis } 0{,}14 \quad . \ . \ . \ . \ . \ (39')$$

zu setzen ist.

Der Leergangswiderstand wurde durch die Völckers'schen Versuche von den Hauptdimensionen der Maschine und von dem Schwungradgewichte als abhängig nachgewiesen. Diese wohlbegründete Abhängigkeit drückt sich in der Beziehung aus:

$$r_0 = 0{,}0000046\frac{G}{D^2} + \frac{0{,}025}{D} \quad . \ . \ . \ (40)$$

wobei

r_0 die Spannung des Leergangswiderstandes in Atmosphären,

G das Schwungradgewicht in Kilogrammen,

D den Kolbendurchmesser in Metern bezeichnet.

Hiemit wäre die summarische Reibungsspannung

$$p_r = r + r_0 = \mu p_n + r_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

hierin bezeichnet r_0 den unter 40 gegebenen Ausdruck.

Gemäss den allgemeinen Beziehungen

$$p_b = f p_1 - p_4, \text{ (siehe 29)}$$

$$p_n = p_b - p_7 = f p_1 - p_4 - p_7 \text{ (siehe 23)}$$

und $$p_7 = p_c + p_r \text{ (siehe 37)}$$

hätte man nun

$$p_n = f p_1 - p_4 - p_c - p_r$$

und mit Rücksicht auf (41)

$$p_n = f p_1 - p_4 - p_c - \mu p_n - r_0$$

hieraus folgt die Nutzspannung

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}\left(f p_1 - p_4 - p_c - r_0\right) \quad . \quad . \quad (42)$$

hiebei ist gemäss (39') im Mittel

$$\mu = 0{,}135 \text{ und } \frac{1}{1+\mu} = 0{,}88 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42')$$

ferner ist bei Auspuff-Maschinen $p_c = 0$
und bei Condensations-Maschinen nach (38) annähernd

$$p_c = 0{,}034 + 0{,}002\, h;$$

r_0 bezeichnet den unter (40) gegebenen, von dem Kolbendurchmesser D (und auch vom Schwungradgewichte) abhängigen Ausdruck.

Wenn man sich zur Bestimmung der den Pumpenwiderständen entsprechenden Spannung p_c der genaueren Formel (38') bedienen will, so ist auch diese Grösse von den Maschinendimensionen und ausserdem noch von dem Kaltwasserverbrauche J abhängig.

Wie leicht einzusehen, wird diese Beziehung (42) bei einer vorhandenen oder doch vorhanden gedachten Maschine zur Ermittlung der Nutzspannung p_n und hiemit auch der Nutzleistung (Maschinenstärke) ganz wohl dienen können.

Wenn es sich jedoch um eine erst zu entwerfende (zu berechnende) Maschine handelt, so wird jene Beziehung

direct nicht zu benützen sein, da sie Grössen, die eben erst zu berechnen sind, (Maschinendimensionen, Schwunggewicht, Kaltwassermenge) als bereits bekannt voraussetzt.

Für diesen letzteren Zweck wird es sich wohl empfehlen, wenigstens vor der Hand, zunächst die Grösse p_c nach der Völckers'schen Näherungsformel (38) zu rechnen, hauptsächlich aber die Widerstandsspannung nicht von D und G, sondern von der Nutzleistung (Maschinenstärke) als abhängig darzustellen; dies ist auch für alle Fälle, die nicht etwa ganz abnormer Natur sind, recht wohl möglich, denn bei normalen Verhältnissen und bei einer bestimmten Maschinengattung ist durch den Kolbendurchmesser die Maschinenstärke mindestens innerhalb gewisser Grenzen gekennzeichnet, während auch die Schwungradgrösse in einem wenigstens beiläufigen Verhältnisse zu der Maschinenstärke steht.

Es wird übrigens keinem Anstande unterliegen, in abnormen Fällen, und wenn man will, in einem beliebigen Falle die obige Beziehung (42) zur Controle der zuvörderst in anderer und bequemerer Weise durchgeführten Rechnung zu benützen, wozu in dem Nachfolgenden die Anleitung gegeben werden wird.

Behufs der erwähnten bequemeren Durchführung der einschlägigen Rechnungen machen wir nun die nachstehende Betrachtung.

Wir folgern aus den allgemein giltigen Beziehungen

$$p_b = f p_1 - p_4,$$

$$p_n = p_b - p_7 = f p_1 - p_4 - p_7$$

und

$$p_7 = p_c + p_r$$

zunächst wie oben:

$$p_n = f p_1 - p_4 - p_c - p_r$$

oder

$$p_n = f p_1 - (p_4 + p_c) - p_r,$$

hierin fassen wir wegen möglichster Vereinfachung zunächst die in der Klammer befindliche Summe $p_4 + p_c$ als eine

einzige Grösse α zusammen und nehmen, um bei der Rechnung sicher zu gehen, die mittlere Vorderdampfspannung p_4 etwas grösser an, als sie sich bei einer guten Maschine thatsächlich gestalten kann, indem wir setzen:
bei Auspuffmaschinen

$$p_4 = 1{,}15 \text{ Atm. (anstatt } 1{,}1 \text{ Atm.)}$$

und bei Condensationsmaschinen

$$p_4 = 0{,}3 \text{ Atm. (anstatt } 0{,}2 \text{ Atm.)}$$

Da nun die dem Widerstande der Luft- und Kaltwasserpumpe entsprechende Spannung p_c bei Auspuffmaschinen $= 0$, bei Condensationsmaschinen aber gemäss (38)

$$p_c = 0{,}034 + 0{,}002\, h,$$

so gestaltet sich die Grösse $\alpha = p_4 + p_c$ folgends:

bei Auspuffmaschinen

$$\alpha = 1{,}15;$$

bei Condensationsmaschinen

$$\alpha = 0{,}334 + 0{,}002\, h. \quad (43)$$

Hier kann man noch für alle diejenigen Fälle, in welchen die Satzhöhe h der Kaltwasserpumpe nicht viel über 10 Meter beträgt, oder aber diese Pumpe an der Maschine ganz fehlt (indem der Condensator das zur Verfügung stehende Kaltwasser direct ansaugt) $h = 10$ Meter annehmen, wodurch sich höchst einfach ergibt:

bei Auspuff-Maschinen (wie vorher)

$$\alpha = 1{,}15 \text{ (Atm.)}$$

bei Condensationsmaschinen

$$\alpha = 0{,}354 \text{ (Atm.)} \quad (43')$$

Hiemit erhält der obige Ausdruck für p_n die einfache Form:

$$p_n = f\, p_1 - \alpha - p_r \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (44)$$

Wir setzen nun die summarische Reibungsspannung (Leergangswiderstand sammt der zusätzlichen Reibung)

$$p_r = \zeta p_n,$$

wobei natürlich der Coëfficient ζ nicht etwa (wie der obige Coëfficient μ der blossen „zusätzlichen" Reibung) für eine

bestimmte Maschinengattung als constant angenommen werden darf, sondern dem früher Gesagten zu Folge selbst für die normalen Verhältnisse einer bestimmten Maschinengattung von der Maschinenstärke in eine entsprechende Abhängigkeit zu bringen und eventuell für die verschiedenen Maschinengattungen zu specialisiren ist. Wir werden übrigens diese Abhängigkeit und Specialisirung nicht direct an dem Coëfficienten ζ sondern an einer hievon einfach abgeleiteten Grösse realisiren.

Es ergibt sich nämlich vermöge des Ansatzes

$$p_r = \zeta p_n$$

aus (44) zunächst

$$p_n = f p_1 - \alpha - \zeta p_n,$$

und hieraus

$$p_n = \frac{1}{1+\zeta} (f p_1 - \alpha).$$

Wir bezeichnen die von ζ abgeleitete Grösse $\frac{1}{1+\zeta}$ mit η', weil dieselbe mit dem Wirkungsgrade η der Maschine unverkennbar verwandt ist.

Während nämlich gemäss (25) und (29)

$$p_n = \eta\, p_b = \eta\, (f p_1 - p_4),$$

lautet unser Ausdruck für die Nutzspannung nunmehr:

$$p_n = \eta' (f p_1 - \alpha) \quad \ldots\ldots \quad (45)$$

wobei die Grösse α die unter (43) resp. (43') angegebenen Werthe hat, und nebst der etwas höher geschätzten Vorderdampfspannung p_4 auch die bei Condensationsmaschinen der Luft- und Kaltwasserpumpe entsprechende Widerstandsspannung p_c in sich begreift.

[Note. Hier muss nun ausdrücklich bemerkt werden, dass wegen der oben erfolgten höheren Schätzung der Vorderdampfspannung p_4 u. z. um 0,05 Atm. bei Auspuffmaschinen und um 0,1 Atm. bei Condensationsmaschinen — eigentlich und streng genommen die folgende Beziehung besteht:

$$\alpha = p_4 + p_c + \begin{Bmatrix} 0{,}05 \text{ bei Ausp. Masch.} \\ 0{,}1 \text{ bei Cond. Masch.} \end{Bmatrix} \quad \ldots \quad (46)$$

wobei allerdings für die Auspuff-Maschinen $p_c = 0$ zu setzen ist.]

Man könnte demnach die Grösse $fp_1 - \alpha$ als die „reducirte“ Bruttospannung und somit den Coëfficienten η' etwa als den „reducirten“ Wirkungsgrad bezeichnen, und es ist zu bemerken, dass der eigentliche Wirkungsgrad η stets u. z. bei den Auspuffmaschinen (wegen $p_c = 0$) nur ein wenig, bei den Condensationsmaschinen jedoch bedeutend kleiner ausfällt, als η'.

Es kommt nun darauf an, diesen Coëfficienten η' von der Nutzleistung N der Maschine (in Pferdestärken) derart abhängig darzustellen und diese Darstellung für die verschiedenen Maschinengattungen derart zu specialisiren, dass in beliebigen einzelnen Fällen den thatsächlichen summarischen Reibungswiderständen durch den jeweiligen Werth von η' mit hinlänglicher Annäherung, also nach Möglichkeit eben so Rechnung getragen ist, wie etwa mittelst der genaueren Regeln von Völckers und Grashof für die Widerstände, nach welchen Regeln übrigens zuletzt eine Control-Rechnung immerhin ausführbar ist und mittelst des Nachfolgenden sehr leicht gemacht wird.

Wir müssen hiebei unterscheiden:

a) Maschinen, welche — wie in der Regel der Fall — mit einer nur mässigen Füllung arbeiten (Expansions-Maschinen); ob diese Maschinen ohne oder mit Condensation arbeiten, müssen wir hier nicht besonders unterscheiden, da dem Widerstande der Luft- und Kaltwasserpumpe bei den Condensations-Maschinen bereits in der Grösse α Rechnung getragen ist. Wir können hier sogar auch die zweicylindrigen Maschinen nach Woolf's System subsumiren, denn das Vorhandensein zweier Cylinder und der hiedurch bedingte grössere Betrag der Reibung wird durch die stattfindende gleichförmigere Vertheilung des Druckes im Kurbelkreise so wie durch das kleinere Gewicht des für einen gewissen Gleichförmigkeitsgrad erforderlichen Schwungrades wenigstens beiläufig paralysirt.

b) Maschinen, welche — wie nur mehr ausnahmsweise der Fall — mit sehr bedeutender Füllung arbeiten, also weder mit einer eigentlichen Expansionsvorrichtung noch auch mit einer Umsteuerungs-Coulisse versehen sind, demgemäss verhältnissmässig leichtere Schwungräder besitzen, überhaupt einen höheren Wirkungsgrad erwarten lassen, d. h. für eine knappere Berechnung geeignet erscheinen; wir wollen dem Coëfficienten η' für diese selteneren Fälle den Zeiger 0 geben (η'_0).

c) Expansions-Maschinen, von welchen aus irgend einem Grunde (z. B. wegen abnorm grosser Schwungradgewichte bei sehr starker Expansion u. dgl.) ein geringerer Wirkungsgrad als gewöhnlich zu gewärtigen ist, oder welche man überhaupt aus irgend welcher Rücksicht — selbst auch aus persönlicher Neigung, beziehungsweise aus Furchtsamkeit von vorneherein lieber reichlicher d. h. sicherer als sonst nothwendig zu berechnen wünscht. Für solche Maschinen wollen wir den Coëfficienten η' mit dem Zeiger *w* versehen (η'_w).

Auf Grundlage angestellter zahlreicher Vergleiche und Combinationen kann zu setzen empfohlen werden:

ad a) Für alle Gattungen Dampfmaschinen von normaler Einrichtung:

$$\left.\begin{aligned} \eta' &= \frac{N+5}{N+10}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.} \\ \eta' &= \frac{N+20}{N+32{,}5}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 45 \text{ Pfdk.} \\ \eta' &= \frac{N+300}{N+366}, \text{ wenn } N > 45 \text{ Pfdk.} \end{aligned}\right\} \quad (47)$$

ad b) Für Maschinen, welche mit grosser Füllung arbeiten, leichte Schwungräder besitzen — überhaupt für eine knappere Rechnung geeignet erscheinen:

$$\left.\begin{aligned} \eta'_0 &= \frac{N+5}{N+9}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.} \\ \eta'_0 &= \frac{N+20}{N+30}, \text{ für } N = 5 \text{ bis } 50 \text{ Pfdk.} \\ \eta'_0 &= \frac{N+200}{N+235}, \text{ wenn } N > 50 \text{ Pfdk.} \end{aligned}\right\} \quad (47$$

ad c) Für Maschinen, von welchen aus irgend einem Grunde (z. B. wegen sehr kleiner Füllung resp. wegen abnorm grosser Schwunggewichte u. dgl.) ein geringerer Wirkungsgrad als gewöhnlich zu erwarten ist, oder welche man überhaupt aus irgend welcher Rücksicht reichlicher, also sicherer als sonst nothwendig zu berechnen wünscht:

$$\left.\begin{aligned} \eta'_w &= \frac{N+6}{N+13}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.} \\ \eta'_w &= \frac{N+31}{N+44}, \text{ für } N = 5 \text{ bis } 64 \text{ Pfdk.} \\ \eta'_w &= \frac{N+515}{N+655}, \text{ wenn } N > 64 \text{ Pfdk.} \end{aligned}\right\} \quad (47'')$$

Schlussresultate der vorangehenden theoretischen Entwicklungen für die Dampfmaschinenberechnung.

Wir haben nunmehr für die allgemein giltige Beziehung (21):

$$N = 4{,}593\ Ons\ .\ p_n$$

in welcher für die neue Atmosphäre 4,444 anstatt 4,593 zu setzen ist, die Nutzspannung p_n durch die massgebenden Grössen ausdrücken gelernt, und zwar ergab sich zum Zwecke der möglichsten Vereinfachung unter (45)

$$p_n = \eta' \ (f p_1 - \alpha)$$

wobei die Grösse η' (als „reducirter“ Wirkungsgrad der Maschine) gemäss (47) in eine höchst einfache Abhängigkeit von der betreffenden Nutzleistung N gebracht resp. durch diese gegeben ist, während der sogenannte „Spannungscoëfficient“ f von der Cylinderfüllung $\frac{s_1}{s}$ allein abhängt und für die verschiedenen Maschinengattungen aus den betreffenden Tabellchen S. 77, 79, 87 numerisch entnommen erden kann. Die Hilfsgrösse α hat aber gemäss (43') für die ewöhnlichen Verhältnisse nur zwei numerische Werthe und war ist:

α = 1,15 bei Auspuffmaschinen,

α = 0,354 bei Condensationsmaschinen,

— eventuell wäre gemäss (43) bei Condensationsmaschinen $\alpha = 0{,}334 + 0{,}002\, h$ für die betreffende Satzhöhe h (Met.) der Kaltwasserpumpe zu bestimmen, beziehungsweise zu corrigiren.

Wir erhalten gemäss Obigem für die „alte“ Atmosphäre

$$N = 4{,}593\ Ons\,.\,\eta'\,(f p_1 - \alpha)\ .\ .\ .\ .\ (48)$$

worin für die „neue“ Atmosph. 4,444 anstatt 4,593 zu setzen ist.

Hieraus ergibt sich als höchst einfache Hauptrelation, welche bei Berechnung der erforderlichen Hauptdimensionen einer Dampfmaschine unmittelbar in Anwendung gebracht werden kann:

a) für die „alte“ Atmosphäre à 10334 Kgr. pro □ Meter:

$$Ons = \frac{0{,}218\, N}{\eta'\,(f p_1 - \alpha)}\ .\ .\ .\ .\ .\ (48\ a)$$

b) Für die „neue“ Atmosphäre à 10000 Kgr. pro □ Meter:

$$Ons = \frac{0{,}225\, N}{\eta'\,(f p_1 - \alpha)}\ .\ .\ .\ .\ .\ (48\ b)$$

Wenn auch diese Hauptrelation in ihrer ursprünglichen Form (48) zur Lösung der umgekehrten Aufgabe d. h. zur Bestimmung der Nutzleistung N einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Dampfmaschine unmittelbar nicht geeignet scheint, indem die Grösse N auch noch in η' vorkommt, so wird in dem Nachfolgenden gezeigt werden, wie auch diese Aufgabe hienach ganz einfach zu lösen ist, und wie überhaupt alle einschlägigen Fragen auf Grundlage jener Hauptrelation mit Leichtigkeit beantwortet werden können.

Etwas complicirter gestaltet sich natürlich der rechnungsmässige Vorgang, wenn man für die Nutzspannung anstatt des möglichst vereinfachten Ausdruckes (45) den ursprünglichen (42)

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}\,(f\, p_1 - p_4 - p_e - r_0)$$

in die Behandlung nimmt, und hiebei für die Spannung r_0 des Leergangswiderstandes die Völckers'sche Regel (40) und eventuell auch für die Widerstandsspannung p_e der Pumpen

anstatt der Völckers'schen die genauere Grashof'sche Regel (38') festhält.

Die betreffende Rechnungsoperation wird sodann in der Einsetzung des nach obiger Formel (42) ermittelten Werthes von p_n in die allgemein giltige Beziehung (21)

$$N = 4{,}593\ O\,n\,s\,.\,p_n \text{ (für die „alte" Atmosphäre)}$$
$$\text{resp. } N = 4{,}444\ O\,n\,s\,.\,p_n \text{ (für die „neue" Atmosphäre)}$$

bestehen, und kann sich aus bereits mitgetheilten Gründen unter allen Umständen nur auf eine entweder vorhandene resp. vorhanden gedachte, oder aber auf eine nach der angegebenen vereinfachten Methode bereits berechnete Maschine erstrecken — also im letzteren Falle eine Controle jener vereinfachten Berechnungsweise bilden.

Wenn man erstlich von der Anwendung der Grashof'schen Regel für p_c (weil etwa die Injectionswassermenge J nicht bekannt ist, oder aber auch der Einfachheit halber) abstrahiren und nur die Völckers'sche Regel für die Reibungswiderstände festhalten will, so hat man zuvörderst gemäss (42') als erfahrungsmässigen Mittelwerth des Coëfficienten der zusätzlichen Reibung

$$\mu = 0{,}135$$
$$\frac{1}{1+\mu} = 0{,}88$$

zu setzen, wonach

$$p_n = 0{,}88\ (f\,p_1 - p_4 - p_c - r_0)$$

Um von der Grösse $f\,p_1 - \alpha$, welche uns in dem Nachfolgenden ganz geläufig werden wird, und welche wir fortan mit P bezeichnen wollen, Gebrauch zu machen, setzen wir ausser

$$f\,p_1 - \alpha = P \quad \ldots\ldots\ldots (49)$$

ch noch aus (46) u. z.

für Auspuffmaschinen

$$p_4 + p_c = \alpha - 0{,}05$$

thin

$$f\,p_1 - p_4 - p_c = f\,p_1 - \alpha + 0{,}05 = P + 0{,}05$$

und für Condensationsmaschinen

$$p_4 + p_c = \alpha - 0{,}1$$

mithin

$$f p_1 - p_4 - p_c = f p_1 - \alpha + 0{,}1 = P + 0{,}1$$

wodurch sich ergibt u. z.

für Auspuffmaschinen:

$$p_n = 0{,}88\ (P + 0{,}05 - r_0)$$

und für Condensationsmaschinen: (50)

$$p_n = 0{,}88\ (P + 0{,}1 - r_0).$$

Hierin ist nach Formel (40)

$$r_0 = 0{,}0000046\ \frac{G}{D^2} + \frac{0{,}025}{D}$$

aus dem bekannten oder doch vorläufig ausgemittelten Kolbendurchmesser D (Met.) und Schwungradgewichte G (Kilogr.) zu berechnen, und der hieraus berechnete Werth von p_n in die allgemeine Beziehung

$N = 4{,}593\ O n s \cdot p_n$ (für die „alte" Atmosphäre)

resp. $N = 4{,}444\ O n s \cdot p_n$ (für die „neue" Atmosphäre)

einzusetzen, um hieraus entweder für eine vorhandene resp. vorhanden gedachte Maschine die Nutzleistung N zu ermitteln, oder aber für eine den Dimensionen etc. nach bereits (vorläufig) berechnete Maschine mittelst

$O n s = 0{,}218\ \frac{N}{p_n}$ (für die „alte" Atmosphäre)

resp. $O n s = 0{,}225\ \frac{N}{p_n}$ (für die „neue" Atmosphäre)

das Product $O n s$ nochmals auszumitteln, beziehungsweise die ursprüngliche (vorläufige) Rechnung zu controliren.

Wenn man nun bei einer Dampfmaschinenberechnung nicht bloss die Völckers'sche Regel für die Reibungswiderstände, sondern gleichzeitig auch die genauere Grashof'sche Formel für die Pumpenwiderstände in Anwendung bringen will, so hat man nach Obigem die Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\ (f p_1 - p_4 - p_c - r_0).$$

Hier muss einerseits r_0 nach der obigen Völckers'-schen Formel, andererseits p_c nach der Grashof'schen Formel (38'):

$$p_c = 0{,}0045\ (h + 13)\ \frac{J}{O\,n\,s}$$

für die Injectionswassermenge J (pro Sec. in Kgr.), für die Satzhöhe h der Kaltwasserpumpe (in Met.) und für den jeweiligen Werth des Productes $O\,n\,s$ berechnet werden.

In dem angesetzten Ausdrucke für p_n repräsentirt die Differenz $f p_1 - p_4$ die indicirte oder Bruttospannung p_b, welche uns im Nachfolgenden (ähnlich wie die Grösse $f p_1 - \alpha = P$) geläufig werden wird; man hat somit mittelst p_b und mittelst der ausgemittelten Werthe von r_0 und p_c die Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\ (p_b - p_c - r_0)\ \ldots\ldots\ (51)$$

zu berechnen, und in eine der obenstehenden allgemein giltigen Ausdrücke von N oder von $O\,n\,s$ einzusetzen.

Die beiden im Nachfolgenden stark gebrauchten Grössen

$$p_b = f p_1 - p_4$$

und

$$P = f p_1 - \alpha$$

stehen zu einander bei den Condensationsmaschinen (welche hier lediglich in Betracht kommen), wegen $p_4 = 0{,}2$ Atmosphären und $\alpha = 0{,}354$ Atmosphären in der Beziehung

$$p_b = P + 0{,}154\ \ldots\ldots\ldots\ (52)$$

bei den Auspuffmaschinen ist indessen (wegen $p_4 = 1{,}1$ Atm. und $\alpha = 1{,}15$ Atm.):

$$p_b = P + 0{,}05\ \ldots\ldots\ldots\ (52').$$

Die auf theoretischen Grundsätzen und zugehörigen Erfahrungsdaten beruhende Betrachtung der Dampfmaschine ergibt für eine den Dimensionen nach zu berechnende, eventuell herzustellende Maschine, welcher Kategorie sie auch angehören mag, nicht unmittelbar die wirksame Kolbenfläche O oder irgend eine der Hauptdimensionen; es resultirt vielmehr aus der diesbezüglichen Rechnung stets das Product $O\,n\,s$

in einem jeden speciellen Falle als eine numerische Grösse.

Dieser Umstand gestattet bei der weiteren Durchführung der Dampfmaschinenberechnung eine in gewissem Grade freie, dem Zwecke der betreffenden Maschine und anderweitigen Rücksichten entsprechende Wahl, welche man zuvörderst dazu benützt, über die Grösse der anzuwendenden Kolbengeschwindigkeit zu verfügen, und sodann etwa auch ein passendes Verhältniss zwischen dem Kolbendurchmesser und Hub der Maschine einzuhalten — eventuell eine zweckentsprechende Umgangszahl n der Maschine pro Minute zu erzielen.

In dem Producte Ons steht nämlich zunächst das Product ns aus Umgangszahl und Hub mit der (mittleren) Kolbengeschwindigkeit c (pro Sec.) in einem unmittelbaren und einfachen Zusammenhange; denn es ist der Kolbenweg pro Minute $2\,ns = 60\,c$, daher in allen Fällen die Relation besteht:

$$ns = 30\,c \quad \ldots \ldots \ldots \quad (53)$$

Mit dem Producte Ons ist demnach eigentlich das Product Oc gegeben, und daher auch O bestimmt, sobald man sich für eine gewisse Kolbengeschwindigkeit c entschliesst; sodann hat aber das Product ns einen bestimmten Werth $=$ $30\,c$ und es erübrigt, eine der Grössen n oder s zweckentsprechend zu wählen, wodurch auch die andere bestimmt ist.

Wenn wir die allgemein giltige Beziehung $ns = 30\,c$ mit unserer Hauptgleichung

$$Ons = 0{,}218\,\frac{N}{p_n} = 0{,}218\,\frac{N}{\eta'\,(fp_1 - \alpha)}$$

(wobei 0,225 anst. 0,218 für die „neue“ Atm. zu setzen ist) zusammen halten, so ergibt sich

$$O = \frac{0{,}0073\,N}{\eta'\,(fp_1 - \alpha)\,c} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (54)$$

(wobei 0,0075 anst. 0,0073 für die „neue“ Atm. zu setzen ist).

Hieraus sieht man, dass unter allen Umständen die wirksame Kolbenfläche O, mithin auch die ganze Maschine desto kleiner d. h. wohlfeiler ausfällt, je grösser einerseits die Admissionsspannung p_1 und andererseits die Kolbengeschwindigkeit c eingerichtet wird. Wenn man nun bedenkt, dass eine hohe Dampfspannung an und für sich, vielmehr aber die hiedurch ermöglichte kleine Cylinderfüllung auch den Dampfverbrauch herabsetzt, also den Maschinenbetrieb wohlfeil macht, und dass ausserdem eine grosse Kolbengeschwindigkeit auch aus anderweitigen Rücksichten zu einer hohen Spannung (und entsprechend kleinen Füllung) so recht eigentlich passet, so erscheint die Anwendung einer möglichst hohen Dampfspannung bei entsprechend kleiner Cylinderfüllung und möglichst grosser Kolbengeschwindigkeit als eine höchst preiswürdige Aufgabe der Dampfmaschinentechnik. Das Streben, dieser Aufgabe gerecht zu werden, kommt denn auch heutzutage immer mehr zur Geltung.

Doch geht es mindestens bei den stationären Dampfmaschinen mit der Anwendung hoher Spannung (bei entsprechend kleiner Füllung) entschieden viel rascher vorwärts als mit der Anwendung der grossen Kolbengeschwindigkeit. Diess ist aber auch vollständig gerechtfertigt; denn man wird wohl den unleugbaren und gewiss auch allgemein anerkannten Nutzen der grossen Kolbengeschwindigkeit mindestens bei den stationären Maschinen rationeller Weise nur insoweit verwerthen, als hiebei eine hinlängliche Sicherheit geboten ist, die Maschine für die Dauer betriebsfähig zu erhalten, beziehungsweise, insoweit die herrschenden Constructionen der Maschinentheile der eben ausgesprochenen Bedingung entsprechen.

Bei der Locomotive ist einerseits die grosse Kolbengeschwindigkeit ein „Muss“, und übrigens vermöge der hohen Spannung und doch ansehnlichen Cylinderfüllung eigentlich in der Natur der Sache gelegen; andererseits ist dieselbe als Betriebsmaschine nie einzeln vorhanden, und kann demnach zeitweilig ausser Dienst gesetzt, bei etwaiger Beschä-

digung auch ausnahmsweise von einer Reserve-Maschine abgelöst und der Reparatur unterzogen werden.

In einer gewissen Hinsicht gilt Aehnliches auch bei den schnell gehenden Walzwerksmaschinen.

Bei anderweitigen und bei Weitem meisten stationären Maschinen muss hingegen eine häufigere Betriebsunterbrechung um jeden Preis vermieden werden, und da diesfalls Reserve-Maschinen nicht bestehen, so kann sich bei den stationären Maschinen im Allgemeinen eine „grosse“ Kolbengeschwindigkeit im strengeren Sinne nur nach und nach einbürgern. Dass sie sich aber wirklich einbürgere und sonach der Vortheil der nunmehr immer häufiger zur Anwendung kommenden hohen Dampfspannungen nicht bloss in Bezug auf starke Expansion, sondern hiemit Hand in Hand auch nach dieser zweiten Richtung möglichst ausgebeutet werde, ist ein mit allen entsprechenden Mitteln anzustrebendes Ziel.

Um nun in Bezug auf die trotz alledem unvermeidlichen „erfahrungsmässigen“ Kolbengeschwindigkeiten einen beiläufigen Anhaltspunkt zu haben, glaubte ich eine empirische Regel hiefür aufstellen zu sollen, und nenne im Weiteren die hienach bestimmten Kolbengeschwindigkeiten „normal“, insoferne dieselben für mittlere Spannungen (etwa $p_1 = 4$ bis 6 Atm.) und bei dem gewöhnlichen Verhältnisse des Hubes zum Kolbendurchmesser (circa 2 : 1) als passend erscheinen. Diese empirische Regel lautet (für Metermass):

$$\left.\begin{aligned} ns &= 30\,c = 27 + 3\sqrt{N} \text{ für } N < 25 \text{ Pfdk.} \\ ns &= 30\,c = 32 + 2\sqrt{N} \text{ für } N = 25 \text{ bis } 200 \text{ Pfdk.} \end{aligned}\right\} \quad (55)$$

Im Falle die Beanspruchung einer Dampfmaschine etwa zeitweilig sich ändert, ist hier für N diejenige Nutzleistung einzusetzen, welche von der Maschine vorherrschend zu effectuiren ist, und welche fernerhin die „Normalleistung“ genannt werden soll; d. h. die Kolbengeschwindigkeit der Dampfmaschine ist stets ihrer Normalleistung anzupassen.

Wenn die absolute Admissionsspannung p_1 von 5 Atmosphären stark verschieden ist, so können die nach dieser

Regel sich ergebenden Werthe entsprechend abgeändert, u. z. bei kleineren Spannungen etwas herabgesetzt, bei hohen Spannungen hingegen erhöht werden, indem man sie etwa mit 0,45 $\sqrt{p_1}$ multiplicirt. Um aber auch für die verschiedensten Hubverhältnisse passende Kolbengeschwindigkeiten zu erhalten, multiplicire man jene „normalen" Geschwindigkeiten mit dem Corrections-Coëfficienten

$$\varphi = 0{,}316 \sqrt{p_1 \frac{s}{D}} \quad \ldots \ldots \ldots (55^1),$$

wobei $\frac{s}{D}$ das Hubverhältniss bezeichnet, welches selbst bei einer erst herzustellenden resp. zu berechnenden Dampfmaschine den betreffenden Umständen, namentlich der Stärke der Maschine entsprechend von vornherein geschätzt, beziehungsweise angenommen werden kann.

Hienach würde die verallgemeinerte empirische Regel für die Kolbengeschwindigkeiten lauten:

$$\left.\begin{array}{l} ns = 30\, c = 0{,}316 \sqrt{p_1 \frac{s}{D}}\, (27 + 3 \sqrt{N}) \\ \quad \text{für } N < 25 \text{ Pfdk.} \\ ns = 30\, c = 0{,}316 \sqrt{p_1 \frac{s}{D}}\, (32 + 2 \sqrt{N}) \\ \quad \text{für } N = 25 \text{ bis } 200 \text{ Pfdk.} \end{array}\right\} \ldots (56).$$

Dass übrigens diese Regel eine irgend strenge Befolgung ausschliesst, also nur als beiläufiger Anhaltspunkt zu dienen hätte, und dass man hievon aus etwa vorhandenen Gründen (z. B. bei den Wasserhaltungsmaschinen u. a.) auch überhaupt abweichen und die Kolbengeschwindigkeit nach anderweitigen Anhaltspunkten beurtheilen kann, ist selbstverständlich.

Indessen möge hier gleich eine Zusammenstellung angeschlossen werden, welche die Resultate obiger Regel für die verschiedensten Fälle leicht übersehen und die Brauchbarkeit derselben wohl beurtheilen lässt. -

Werthe der „normalen" Kolbengeschwindigkeiten c nach (55)

N Pfdk.	c Met.	N Pfdk.	c Met.	N Pfdk.	c Met.
5	1,12	**30**	1,43	**100**	1,73
8	1,18	**35**	1,46	**120**	1,80
12	1,24	**40**	1,49	**140**	1,86
16	1,30	**50**	1,54	**160**	1,91
20	1,35	**60**	1,58	**180**	1,96
25	1,40	**80**	1,66	**200**	2,00

Werthe des Corrections-Coëfficienten φ nach (55').

$\frac{s}{D}=$	**1,5**	**1,75**	**2**	**2,5**	**3**
$p_1 =$ **3**	0,67	0,72	0,77	0,87	0,95
$p_1 =$ **4**	0,77	0,84	0,89	1,00	1,09
$p_1 =$ **6**	0,95	1,02	1,09	1,22	1,34
$p_1 =$ **8**	1,09	1,18	1,26	1,41	1,55
$p_1 =$ **10**	1,22	1,32	1,41	1,58	1,73

Bei den zweicylindrigen (Woolf'schen u. dgl.) Maschinen kann die Kolbengeschwindigkeit etwa = 0,85 der hienach ausgemittelten für eincylindrige Maschinen giltigen Werthe angenommen werden.

Corrigirte Werthe $\varphi\, c$ der Kolbengeschwindigkeit für eincylindrige Maschinen von verschiedener Grösse der Normalleistung N.

$N=$	**200**	**105**	**42**	**12**
norm. $c=$	2,00^m	1,75^m	1,5^m	1,25^m
$\frac{s}{D}=$	**1,75**	**2**	**2**	**2,5**
$p_1 =$ **3**	1,44	1,35	1,16	1,09
$p_1 =$ **4**	1,68	1,56	1,34	1,25
$p_1 =$ **6**	2,04	1,91	1,64	1,53
$p_1 =$ **8**	2,36	2,21	1,89	1,76
$p_1 =$ **10**	2,64	2,47	2,12	1,98

Corrigirte Werthe 0,85 φ c der Kolbengeschwindigkeit für zweicylindrige (Woolf'sche u. dgl.) Maschinen von verschiedener Grösse der Normalleistung N.

$N =$	200	105	42	12
norm. $c =$	2,00^m	1,75^m	1,5^m	1,25^m
$\frac{s}{D} =$	1,75	2	2	2,5
$p_1 = 3$	1,22	1,15	0,99	.
$p_1 = 4$	1,43	1,33	1,14	.
$p_1 = 6$	1,73	1,62	1,39	.
$p_1 = 8$	2,01	1,88	1,61	.
$p_1 = 10$	2,24	2,10	1,80	.

Bemerkung. Da die Leistung N einer Dampfmaschine bei einer bestimmten Spannung und Füllung und für eine gewisse Kolbengeschwindigkeit durch den Kolbendurchmesser gegeben ist und umgekehrt, so kann die „normale" Kolbengeschwindigkeit c ebenso wie von N auch von D als abhängig dargestellt werden; die betreffende, mit (55) beiläufig äquivalente Beziehung lautet:

$$\left.\begin{aligned} n s = 30 c &= 24 + 60 D \text{ für } D < 0{,}30 \text{ Met.} \\ n s = 30 c &= 30 + 40 D \text{ für } D = 0{,}30 \text{ bis } 0{,}75 \text{ Met.} \end{aligned}\right\} \quad (57).$$

Den von den hier vorausgesetzten mittelgrossen Spannungen, Füllungen und von der gewöhnlichen (relativen) Hubgrösse (s circa $= 2D$) abweichenden Verhältnissen kann diessfalls durch den Corrections-Coëfficienten

$$\varphi' = 0{,}39 \sqrt{f p_1 \frac{s}{D}}$$

Rechnung getragen werden.

Hat man für eine (herzustellende) Dampfmaschine auf Grundlage des berechneten Werthes von $O n s$ und eines entsprechend angenommenen Werthes von $n s$ die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s}$$

ꞏstgestellt, so erübrigt nur, dieser Fläche O mit Rücksicht ꞏuf den Kolbenstangenquerschnitt einen Zuschlag zu geben, ꞏm die Gesammtkolbenfläche $\frac{D^2 \pi}{4}$ zu erhalten; dieser

Zuschlag wird desto grösser sein, je grösser die Spannung (p_1) ist, u. z. kann man setzen:
bei zweiseitiger Kolbenstange

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}02 \text{ bis } 1{,}03\ O,$$

bei einseitiger Kolbenstange

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}01 \text{ bis } 1{,}015\ O.$$

Hieraus ergibt sich der Kolbendurchmesser D.

Sofort kann auch der Kolbenhub s und die Umgangszahl n der Maschine pro Minute bestimmt werden u. z. auf Grundlage des bereits festgesetzten Werthes von $ns = 30\,c$.

Man nimmt entweder den Hub s im Verhältnisse zu D entsprechend gross an, und es ergibt sich

$$n = \frac{n\,s}{s}$$

oder aber man berechnet bei etwa vorgeschriebener Umgangszahl n den Hub

$$s = \frac{n\,s}{n}$$

Berechnung des nutzbaren Dampfverbrauches.

Der gesammte Dampfverbrauch bei einer Dampfmaschine setzt sich aus dem nutzbaren Dampfverbrauche und dem Dampfverluste zusammen.

Wir rechnen zuvörderst den nutzbaren Dampfverbrauch bei einem einfachen Kolbenhube für die eincylindrigen Maschinen mit der gewöhnlichen Schiebersteuerung.

Das Volumen des bei einem einfachen Kolbenhube zur Wirksamkeit kommenden (am Anfange der Expansion im Cylinder gasförmig vorhandenen) Dampfes ist

$$O\,(s_1 + m\,s) = O\,s\left(\frac{s_1}{s} + m\right) \text{ Cub.-Met.}$$

Dieser Dampf hat eine Spannung p_2, und ein zugehöriges, der Zeuner'schen Dampftabelle zu entnehmendes specifisches Gewicht σ_2 Kilogr. pro Cub.-Met.; demnach ist das Gewicht desselben in Kilogr.

$$S' = Os\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\sigma_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58.)$$

Allein nicht diese ganze Dampfmenge braucht bei einem einzelnen Kolbenhube aus dem Kessel in den Cylinder zu treten; vielmehr ist darin auch diejenige Dampfmenge einbegriffen, welche beim vorhergehenden Hube am Anfange der Compression im Cylinder noch vorhanden war und nicht mehr heraustreten konnte; das Volumen dieser Dampfmenge ist

$$O(s - s_2 + ms) = Os\left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right);$$

dieser Dampf hatte eine Spannung p_5 und ein zugehöriges specifisches Gewicht σ_5; demnach ist das Gewicht dieser hinter dem Kolben bereits vorhandenen Dampfmenge:

$$S'' = Os\left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right)\sigma_5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (59.)$$

Mit Rücksicht auf die in (28) specialisirten Werthe

$$\frac{s_2}{s} = 0{,}9540 \text{ und } m = 0{,}05,$$

hat man zunächst

$$\left.\begin{aligned} S' &= Os\left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05\right)\sigma_2 \\ S'' &= 0{,}096\ Os\sigma_5. \end{aligned}\right\} \quad (60.)$$

Die Behandlung der Ausdrücke für S' und S'' wird vereinfacht, wenn wir statt σ_2 und σ_5 das specifische Gewicht σ_1 des Volldruckdampfes einführen, dessen Spannung wir mit p_1 bezeichneten. Hier sollten wir uns des (modificirten) Poisson'schen Gesetzes bedienen, wonach

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^{\varkappa_1};$$

wegen $\varkappa_1 > 1$ und $\sigma_2 < \sigma_1$ ist demnach $\frac{\sigma_2}{\sigma_1} > \frac{p_2}{p_1}$; da jedoch p_2 und p_1 unbedeutend von einander verschieden

sind, nämlich $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}95$ (S. 71), so können wir mit hinlänglicher Genauigkeit $\frac{\sigma_2}{\sigma_1} = 0{,}96$, d. h. $\sigma_2 = 0{,}96\,\sigma_1$ setzen, wonach gemäss (60)

$$S' = 0{,}96\,O s \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05\right).$$

In ähnlicher Weise wäre $\frac{p_5}{p_1} = \left(\frac{\sigma_5}{\sigma_1}\right)^{\varkappa_1}$, wobei p_5 und p_1 von einander stark verschieden sind, demnach wird auch in einem bedeutenderen Masse $\frac{\sigma_5}{\sigma_1} > \frac{p_5}{p_1}$ sein, u. z. ist in den äussersten Fällen $\frac{\sigma_5}{\sigma_1} = 1{,}07\,\frac{p_5}{p_1}$ bis $1{,}2\,\frac{p_5}{p_1}$ und wegen $p_5 = 1{,}1\,p_4$ (S. 71) auch

$$\frac{\sigma_5}{\sigma_1} = 1{,}18\,\frac{p_4}{p_1} \text{ bis } 1{,}32\,\frac{p_4}{p_1}.$$

Wegen des nicht sehr bedeutenden Coëfficienten 0,096 von σ_5 in dem obigen Ausdrucke für S'' können wir uns hier für alle Fälle mit einem Mittelwerthe begnügen und

$$\frac{\sigma_5}{\sigma_1} = 1{,}25\,\frac{p_4}{p_1}, \text{ d. h. } \sigma_5 = 1{,}25\,\frac{p_4}{p_1}\,\sigma_1$$

setzen, wonach gemäss (60)

$$S'' = 0{,}12\,O s \sigma_1\,\frac{p_4}{p_1}.$$

Demnach ist der wirkliche nutzbare Dampfverbrauch bei einem einfachen Kolbenhube:

$$S' - S'' = O s \sigma_1 \left[0{,}96\left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05\right) - 0{,}12\,\frac{p_4}{p_1}\right] =$$

$$= 0{,}96\,O s \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05 - \frac{1}{8}\,\frac{p_4}{p_1}\right),$$

und bei n Umgängen der Maschine in der Minute der in Kilogr. ausgedrückte nutzbare Dampfverbrauch in der Secunde:

$$S_1 = \frac{2n}{60}(S' - S'') = 0{,}032\ Ons\sigma_1\left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05 - \frac{1}{8}\frac{p_4}{p_1}\right),$$

oder

$$S_1 = Ons\,.\,F$$

wobei

$$F = 0{,}032\ \sigma_1\left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05 - \frac{1}{8}\frac{p_4}{p_1}\right). \quad \ldots \quad (61.)$$

Das Bisherige gilt für die eincylindrigen Maschinen mit der gewöhnlichen Schiebersteuerung.

Bei den Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen muss man den ihnen eigenthümlichen geringeren schädlichen Raum berücksichtigen.

Man kann zwar wie vordem (in 58) wegen $\sigma_2 = 0{,}96\ \sigma_1$

$$S' = 0{,}96\ Os\sigma_1\left(\frac{s_1}{s} + m\right)$$

und (in 59)

$$S'' = Os\left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right)\sigma_5$$

setzen; in beiden Ausdrücken ist jedoch, analog mit dem Vorhergegangenen (S. 78) einmal

$$m = 0{,}015$$

das anderemal

$$m = 0{,}03$$

zu setzen, während beiderseits $\frac{s_2}{s} = 0{,}954$, wie früher, genommen werden kann.

Für $m = 0{,}015$ und $\frac{s_2}{s} = 0{,}954$ ergibt sich zunächst

$$S'' = 0{,}061\ Os\ \sigma_5$$

und da wie früher

$$\sigma_5 = 1{,}25\frac{p_4}{p_1}\sigma_1$$

angenommen werden kann, so ist

$$S'' = 0{,}076\ Os\frac{p_4}{p_1}\sigma_1$$

Hiemit erhält man:

$$S' - S'' = Os\ \sigma_1\left\{0{,}96\left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015\right) - 0{,}076\frac{p_4}{p_1}\right\}$$

$$= 0{,}96\ Os\ \sigma_1\left\{\frac{s_1}{s} + 0{,}015 - 0{,}079\frac{p_4}{p_1}\right\}$$

Der nutzbare Dampfverbrauch in der Secunde ist somit

$$S_1 = \frac{2n}{60}(S' - S'') = 0{,}032\ Ons\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 - 0{,}079\ \frac{p_4}{p_1}\right).$$

Es ist demnach auch für die Corliss-Maschinen mit 1,5% an schädlichem Raume der nutzbare Dampfverbrauch pro Sec. in Kilogr.

$$S_1 = Ons\ .\ F,$$

wobei jedoch

$$F = 0{,}032\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 - 0{,}079\ \frac{p_4}{p_1}\right) \quad (62)$$

In ähnlicher Weise erhalten wir für $m = 0{,}03$ und $\frac{s_2}{s} = 0{,}954$ zunächst aus (59)

$$S'' = 0{,}076\ Os\ \sigma_5$$

und wenn wir wieder

$$\sigma_5 = 1{,}25\ \frac{p_4}{p_1}\ \sigma_1$$

annehmen, so ist

$$S'' = 0{,}095\ Os\ \frac{p_4}{p_1}\ \sigma_1$$

Hiemit erhält man

$$S' - S'' = Os\sigma_1 \left\{ 0{,}96 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}03\right) - 0{,}095\ \frac{p_4}{p_1} \right\}$$

$$= 0{,}96\ Os\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}03 - 0{,}1\ \frac{p_4}{p_1}\right)$$

Der nutzbare Dampfverbrauch pro Sec. ist sonach

$$S_1 = \frac{2n}{60}(S' - S'') = 0{,}032\ Ons\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}03 - 0{,}1\ \frac{p_4}{p_1}\right)$$

Es ist demnach auch für die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen mit 3% an schädlichem Raume der nutzbare Dampfverbrauch pro Sec. in Kilogr.

$$S_1 = Ons\ .\ F$$

wobei diesfalls

$$F = 0{,}032\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}03 - 0{,}1\ \frac{p_4}{p_1}\right) \quad (63)$$

Schliesslich ist die Dampfverbrauchsformel (61) auch für die zweicylindrigen Maschinen nach dem Woolf'schen System zu specialisiren.

Wir wollen die bisherigen Bezeichnungen O, s, s_1 und m für den grossen (Expansions-) Cylinder beibehalten, so dass $\frac{s_1}{s}$ den totalen (auf den grossen Cylinder bezogenen) Füllungsgrad bedeutet; für den kleinen (Volldruck-) Cylinder sollen die analogen Grössen mit O', s', s'_1, m', also der Füllungsgrad desselben mit $\frac{s_1'}{s'}$ und das Volumenverhältniss zwischen dem kleinen und dem grossen Cylinder mit v bezeichnet werden, so dass

$$\frac{O's'}{Os} = v$$

und

$$\frac{s_1}{s} = v \frac{s'_1}{s'}.$$

Es ist in Uebereinstimmung mit dem Vorangehenden gemäss (58) und wegen $\sigma_2 = 0{,}96\ \sigma_1$ zunächst

$$S' = 0{,}96\ O's' \left(\frac{s'_1}{s'} + m'\right) \sigma_1$$

und gemäss (59) wegen $s_2 = 0{,}954\ s$

$$S'' = O's'\ (1 - 0{,}954 + m')\ \sigma_5 = O's'\ (0{,}046 + m') \frac{\sigma_5}{\sigma_1}\ \sigma_1$$

somit

$$S' - S'' = O's'\sigma_1 \left\{ 0{,}96 \left(\frac{s'_1}{s'} + m'\right) - (0{,}046 + m') \frac{\sigma_5}{\sigma_1} \right\}$$

Hier kann man mit hinlänglicher Annäherung

$$\frac{\sigma_5}{\sigma_1} = 1{,}1 \frac{\frac{s'_1}{s'} + m'}{m' + \frac{1+m}{v}}$$

setzen, wobei $\frac{s'_1}{s'} + m'$ dem Dampfvolumen vom spec. Gewichte σ_1, welches zur Expansion gelangt, und $m' + \frac{1+m}{v}$ dem bereits expandirten Dampfvolumen von dem spec. Gewichte σ_5 proportional ist.

Hiemit ergibt sich

$$S' - S'' = O's'\sigma_1\left(\frac{s'_1}{s'} + m'\right)\left\{0{,}96 - 1{,}1\frac{0{,}046 + m'}{m' + \frac{1+m}{v}}\right\};$$

die nicht sehr viel ausgiebige Grösse $1{,}1\dfrac{0{,}046 + m'}{m' + \frac{1+m}{v}}$ lässt sich durch einen numerischen Mittelwerth ersetzen; nimmt man $m' = m = 0{,}06$, so wird jene Grösse

$$= 0{,}036 \text{ für } v = \frac{1}{3}$$

$$\text{und} \quad = 0{,}027 \text{ für } v = \frac{1}{4};$$

wir nehmen hiefür der wünschenswerthen Vereinfachung halber 0,03, wodurch sich in obigem Ausdrucke innerhalb der Klammer

$$0{,}96 - 0{,}03 = 0{,}93$$

ergibt, und somit folgt sehr einfach und für die Anwendung hinreichend genau

$$S' - S'' = 0{,}93\, O's'\sigma_1\left(\frac{s'_1}{s'} + m'\right)$$

$$= 0{,}93\,\frac{O's'}{v}\,\sigma_1\left(\frac{s'_1}{s'}v + m'v\right);$$

wegen $\dfrac{O's'}{v} = Os$ und $\dfrac{s'_1}{s'}\,v = \dfrac{s_1}{s}$ ist auch

$$S' - S'' = 0{,}93\, Os\,\sigma_1\left(\frac{s_1}{s} + m'v\right).$$

Hieraus folgt der nutzbare Dampfverbrauch in der Secunde

$$S_1 = \frac{2n}{60}(S' - S'') = 0{,}031\, Ons\,\sigma_1\left(\frac{s_1}{s} + m'v\right).$$

Es ist demnach auch für die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen der nutzbare Dampfverbrauch per Sec. in Kilogr.

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= Ons \,.\, F \\ \text{wobei jedoch} \\ F &= 0{,}031\, \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + m'v\right). \end{aligned}\right\} \;\ldots\; (64)$$

Das zu der jeweiligen Admissionsspannung p_1 zugehörige specifische Gewicht σ_1 des Dampfes kann für die Dampfverbrauchs-Formeln (61), (62), (63) und (64) aus Zeuner's oder Fliegner's Dampftabelle (S. 14 bis 21) entnommen werden. Hiebei hat man für die Woolf'schen Maschinen mit der gewöhnlichen Schiebersteuerung in (64) den Coëfficienten des schädlichen Raumes des kleinen Cylinders $m' = 0{,}06$ zu setzen; wäre der kleine Cylinder der zweicylindrigen Maschine mit Corliss- oder dgl. Steuerung versehen, so wäre in (64) im Mittel $m' = 0{,}02$ anzunehmen.

Der Dampfverlust.

Es handelt sich nun um die Ermittlung der Dampfverluste, welche durch verschiedene Umstände als: Undichtheit der Dampfleitung und etwa des Dampfkolbens, Blasen der Sicherheitsventile, hauptsächlich aber durch mechanisch mitgerissenes Wasser, sowie durch Condensation in Folge der Abkühlung in der Dampfleitung (incl. Dampfhemd) und im Dampfcylinder veranlasst werden. Die Grösse dieser verschiedenen Dampfverluste in Summa wird vor der Hand nur empirisch bestimmmt. Auf die genauesten diesezüglichen Versuche gestützt, gibt Herr Völckers für den esammtdampfverlust in Kilogr. pro Secunde die Formel:

$$S_2 = \xi\, D \sqrt{p_b}.$$

In dieser Formel schwankt der Coëfficient ξ, wenn der lbendurchmesser D in Metern, die Brutto-Spannung

$p_b = fp_1 - p_4$ in „alten“ Atmosphären ausgedrückt wird, zwischen den extremen Werthen 0,078 und 0,175. Für gewöhnliche Verhältnisse gibt Herr Völckers den Mittelwerth $\zeta = 0{,}131$, welcher auch hier beibehalten werden möge.

Demgemäss ist der Dampfverlust pro Sec. in Kilogr. u. zw., wenn die Spannungen in „alten“ Atmosphären ausgedrückt werden:

$$S_2 = 0{,}131\, D \sqrt{p_b} = 0{,}131\, D \sqrt{fp_1 - p_4} \quad . \; . \; (65)$$

Drückt man die Spannungen in „neuen“ Atmosphären aus, so hat man zu setzen:

$$S_2 = 0{,}129\, D \sqrt{p_b} = 0{,}129\, D \sqrt{fp_1 - p_4} \quad . \; . \; . \; (65')$$

Die Richtigkeit der Völckers'schen Dampfverlustformel wurde zwar angezweifelt, jedoch etwas Besseres hiefür nicht dargeboten. Uebrigens wird eine irgend genaue Formel für den Dampfverlust kaum je aufgestellt werden können, da diese Grösse von gar vielen diesfalls massgebenden Factoren localer und zufälliger Natur beeinflusst wird, deren Veränderlichkeit man theoretisch gar nicht beikommen kann. Man wird sich demnach in diesem Punkte wohl immer nur mit einer beiläufigen Rechnung begnügen müssen, was allerdings nicht ausschliesst, an der Hand von diesbezüglichen Beobachtungen und Untersuchungen dahin zu trachten, dass der betreffenden Regel (Formel) eine möglichst rationelle Form gegeben werde, welche übrigens der Völckers'schen Regel mindestens im Wesentlichen durchaus nicht ganz fehlt, trotzdem dieselbe von einem wohl mit Recht zu bestreitenden Ausgangspunkte (wovon noch später Erwähnung gemacht wird) festgestellt wurde.

Wenn man nun aus den obigen Rücksichten die Völkers'sche Formel (65) resp. (65') anzuwenden als zuläss[ig] oder vielmehr unvermeidlich erachtet, so lässt sich diesel[be] mit vollständig hinreichender Annäherung durch eine ande[re] in vielen Fällen besser zugängliche Formel ersetzen: D[as] Product $D^2 p_b$ aus dem Quadrate des Kolbendurchmesse[rs] D und der Bruttospannung p_b ist nämlich dem Quotient[en]

$\frac{N_b}{c}$ aus der Bruttoleistung N_b und der Kolbengeschwinkeit c stets genau, somit dem Quotienten $\frac{N}{c}$ (aus Nutzleistung und Kolbengeschwingkeit) annähernd proportional. Der diesfalls Einfluss habenden Verschiedenheit des Wirkungsgrades der Dampfmaschinen je nach ihrer Stärke ist durch eine Additions-Constante hinreichend Rechnung zu tragen. Hienach lautet die Dampfverlustformel, welche mit jener von Völckers in allen Fällen nahezu die gleichen Resultate liefert:

$$S_2 = 0{,}0133 \sqrt{\frac{N}{c}} + 0{,}0055 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

Hiemit wäre der Dampfverlust einer Dampfmaschine stets durch ihre Stärke N (Pfdk.) und ihre Kolbengeschwindigkeit c (Met.) gegeben — insoweit nämlich die Völckers'sche Formel als stichhältig anzusehen ist.*)

Die obigen Dampfverlustformeln (65) und (65') resp. auch (66) werden in dem Nachfolgenden für alle eincylindrigen Dampfmaschinen ohne Dampfhemd unmittelbar in

*) Dass dies trotz der dieser Formel zu Grunde liegenden und kaum aufrecht zu haltenden Annahme („es wäre der Dampfverlust hauptsächlich in der Dampflässigkeit des Cylinders begründet") mindestens der Hauptsache nach dennoch der Fall ist, ersieht man aus dem Umstande, dass sich hienach bei sonst gleichen Verhältnissen der Dampfverlust pro Sec. desto grösser gestaltet, je grösser der Cylinderumfang, je grösser der (mittlere) Kolbendruck und je kleiner die Kolbengeschwindigkeit ist. Bei einer und derselben Maschine fällt hienach ferner der Dampfverlust für die gleiche Admissionsspannung desto grösser aus, je grösser die Füllung, und für die gleiche Füllung, je grösser die Admissionsspannung ist. Für eine bestimmte Leistung N und Kolbengeschwindigkeit c ist aber der Dampfverlust nach Völckers von der Admissionsspannung und Cylinderfüllung nahezu ganz unabhängig, d. h. eine Maschine von grösserem Durchmesser und entsprechend kleinerer Füllung (oder Spannung) verliert nahe eben so viel Dampf, wie die mit ihr gleichwerthige Maschine von kleinerem Durchmesser und grösserer Füllung (oder Spannung). (Genau genommen, gestaltet sich der Dampfverlust nach

Anwendung gebracht. Durch das Dampfhemd wird eine Hauptquelle der Dampfverluste, — die Condensation des Dampfes innerhalb des Dampfcylinders — zum Theile vermieden; es wird zwar diese Dampfersparniss durch die Abkühlung und Condensation des Heizdampfes selbst zum grossen Theile paralysirt, allein es resultirt entschieden doch noch ein Vortheil auf Seite der Dampfhemdmaschinen nicht bloss bezüglich der Dampfwirkung, sondern auch bezüglich des Dampfverbrauches, — insbesondere des Dampfverlustes. Wenn auch die Grösse dieses Vortheiles je nach den obwaltenden Verhältnissen sich verschieden gestalten und namentlich von der Höhe der Dampfspannung sowie von dem Expansionsgrade abhängen, u. zw. mit beiden wachsen dürfte, so musste doch in dem Nachfolgenden wegen Mangel an genaueren Daten mit einer beiläufigen Annahme vorlieb genommen werden, welche unter der Voraussetzung bedeutender Spannung und entsprechend kleiner Cylinderfüllung darin besteht, dass der Dampfverlust bei eincylindrigen Dampfhemd-Maschinen etwa 80 % des nach den Formeln (65) oder (66) sich ergebenden Dampfverlustes betragen dürfte.

Bei den zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen ist der ihnen eigenthümliche, relativ geringe Gesammt-Dampfverbrauch vorwiegend in dem geringeren Betrage der Dampfverluste begründet.

Es kommt diesen Maschinen sehr zu Statten, dass zuvörderst die schädlichen Räume des kleinen (Hochdruck-) Cylinders bei Weitem nicht (wie bei den eincylindrigen Maschinen) evacuirt, mithin auch bei jedem Hubwechsel nur zum geringen Theile mit Admissionsdampf gefüllt werden; auch sind diese schädlichen Räume überhaupt viel kleiner

---

Völckers für gleiche Maschinenstärke ein wenig grösser bei kleiner Füllung als bei grosser Füllung.)

Eine Grösse, welche in der Völckers'schen Dampfverlust Formel vermisst werden könnte, wäre wohl der Kolbenhub beziehungsweise es wird hierin ein beiläufig bestimmtes Verhältniss des Hubes zum Durchmesser vorausgesetzt.

als bei der äquivalenten eincylindrigen Maschine; diese Umstände betreffen eigentlich den nutzbaren Dampfverbrauch und wurden bei demselben auch bereits berücksichtiget.

Ausserdem kommt der kleine Cylinder einer Woolf'schen oder dgl. Maschine mit dem Condensator nie in Communication, seine Wandungen werden daher überhaupt eine ziemlich hohe Temperatur (gegen jene der eincylindrigen Maschinen) haben, und da sie ausserdem eine relativ geringe Fläche besitzen, so werden dieselben aus doppeltem Grunde durch eine geringe Menge von Heizdampf (resp. durch eine geringe Einbusse in Folge der Condensation desselben) in hoher Temperatur zu erhalten sein, und es wird demnach der Dampf im kleinen Cylinder unter den günstigsten Umständen zur Wirksamkeit gelangen, aber auch in einem möglichst trockenen (resp. mindest feuchten) Zustande in den grossen Cylinder treten. Dieser letztere erhält erstlich einen der Spannung nach bedeutend gesunkenen Dampf und da derselbe einseitig auch mit dem Condensator communicirt, so wird seine Temperatur gegen jene des Kesseldampfes ziemlich gering sein. Wenn nun auch in Folge dessen die Heizung des grossen Cylinders mit Kesseldampf in Bezug auf die Dampfwirkung sehr ausgiebig wäre, so würde dieser Vortheil durch den Umstand mehr als eingebüsst, dass zu dieser Heizung wegen der geringen Temperatur und der grossen Flächenausdehnung der Cylinderwandungen eine allzugrosse Menge von Kesseldampf aufgeopfert werden müsste. Aus diesen Rücksichten erscheint wohl kaum widerlegbar die bereits im Vorhergegangenen ausgesprochene Ansicht, dass das Dampfhemd an dem kleinen (Hochdruck-) Cylinder einer Woolf'schen (oder dergleichen) Maschine den eigentlichen Sinn, aber uch den ausgiebigsten Werth hat, und dass der grosse Expansions-) Cylinder einer solchen Maschine nie mit Kesselampf geheizt werden sollte, wohl aber durch Umhüllung nit schlechten Wärmeleitern gegen die Abkühlung von ıssen möglichst zu schützen wäre.

Unter solchen Umständen wird in dem Nachfolgenden angenommen, dass der Dampfverlust einer zweicylindrigen Dampfmaschine beiläufig nur 60% der nach den Formeln (65) oder (66) ermittelten Menge betragen dürfte.

Gesammt-Dampfverbrauch (Speisewassermenge) und Injections- oder Einspritz-Wassermenge.

Hat man nach einer der Formeln (61) (62) (63) (64) den nutzbaren Dampfverbrauch S_1 und nach (65) resp. (65′) oder (66) den Dampfverlust (stets in Kilogr. pro 1 Sec.) ausgemittelt, so ergibt sich der Gesammtdampfverbrauch, d. i. die durchschnittliche Speisewassermenge pro Secunde desgleichen in Kilogr.

$$S = S_1 + S_2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (67)$$

Man kann sodann auch den Dampfverbrauch pro Pferd und Stunde

$$C = \frac{3600\, S}{N} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (68)$$

leicht bestimmen.

Ausserdem hängt von dem Gesammtdampfverbrauche S auch die Menge des für die Condensation erforderlichen Kaltwassers — die Injectionswassermenge ab, welche wir — in Kilogr. pro 1 Secunde genommen — mit J bezeichnen wollen.

Nach Grashof ergibt sich

$$J = \frac{600 - t}{t - t_1} S \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (69)$$

Hiebei bezeichnet:

t die mittlere Temperatur (Cels.) im Condensator,
t_1 die Temperatur des Kühlwassers.

Setzt man im Durchschnitte $t = 46^0$ Cels. und (a Sommertemperatur) $t_1 = 20^0$ Cels., so ergibt sich:

$$J = 21{,}3\, S \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (6$$

Nach meinerseits angestellter Combination ist mit hinreichender Genauigkeit und Sicherheit (selbst in ungünstigeren Fällen)

$$J = 24\,S - \frac{N}{100} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (70)$$

(N Nutzleistung der Dampfmaschine in Pferdekräften).

Bemerkung.

Für die Beurtheilung der Vollkommenheit einer Dampfmaschine ist im Allgemeinen einzig und allein ihr Dampfverbrauch, keineswegs aber der Brennstoffverbrauch massgebend, denn dieser letztere wird ausser von dem ersteren auch noch von mehreren anderweitigen wesentlichen Factoren beeinflusst, als da sind: Gattung und Qualität des Brennmaterials, das Dampfkesselsystem, Einrichtung der Feuerung im Ganzen. Diese anderweitigen Factoren haben mit der Dampfmaschine selbst gar nichts zu thun, und es kann dahor dieselbe für jene nicht verantwortlich gemacht werden, was aber der Fall wäre, wenn man aus dem Brennstoffverbrauch unmittelbar auf die Vollkommenheit oder Unvollkommenheit der Dampfmaschine selbst schliessen wollte.

Demnach erscheint mit der Ausmittlung des Dampfverbrauches (und etwa auch der Injectionswassermenge) die Betrachtung der Dampfmaschine als abgeschlossen.

ZWEITER ABSCHNITT.

EINFÜHRUNG

IN DIE

DAMPFMASCHINEN-BERECHNUNG.

Vorbemerkung.

In dem 1. Kapitel dieses Abschnittes erscheint einiges Wenige — die Ableitungen der Regeln betreffend — aus dem ersten Abschnitte zu dem Zwecke wiederholt, damit diese „Einführung in die Dampfmaschinen-Berechnung" auch an und für sich (ohne die vorausgegangene ausführlichere Theorie) zum leichten Verständniss gebracht werde.

Das Kleingedruckte können übrigens Diejenigen nur flüchtig übergehen, welche die möglichste Einfachheit wünschen, resp. mit der für die Anwendung hinreichenden Annäherung an die Genauigkeit sich begnügen.

„Tab. Th. S..." bezeichnet bei Berufungen die Seitenzahl des „Tabellarischen Theiles"; eine sonstige Seitenzahl bezieht sich auf diesen textuellen Theil des Buches.

---

1. Kapitel.

Resultate der Dampfmaschinentheorie und die hierauf basirte Entstehung der Tabellen.

Wir unterscheiden:

A) Dampfmaschinen mit Auspuff (Auspuffmaschinen),

B) Dampfmaschinen mit Condensation (Condensationsmaschinen).

Die nachfolgende Betrachtung erstreckt sich gleichzeitig auf beide Gattungen der Dampfmaschinen und unter entsprechender Modification auch auf ihre besonderen Abarten, als: die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen mit selbstthätig variabler Expansion, dann die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen. Im Gegensatze zu den genannten besonderen Abarten nennen wir die übrigen Maschinen (insbesondere wenn ihre Steuerschieber oder auch Steuerventile durch Kreisexenter bethätigt werden) „gewöhnliche“ Dampfmaschinen.

Hinter dem Kolben bedeutet die Admissions- oder Antrieb-Seite,

vor dem Kolben die Emissions- oder Ausströmungs-Seite des Dampfcylinders.

Die Dampfspannungen sind stets als „absolut“ (im Gegensatze zu dem „Ueberdruck“) aufzufassen und werden entweder

a) in „alten“ Atmosphären à 10334 Kgr. pro Quadr.-Meter, oder aber

b) in „neuen“ Atmosphären à 10000 Kgr. pro Quadr.-Meter ausgedrückt.

Im Uebrigen gelten als Einheiten: das Meter und das Kilogramm.

Die der Dampfmaschinenberechnung im Allgemeinen zu Grunde liegende Betrachtung besteht im Wesentlichen darin, dass man die Nutzleistung der Dampfmaschine durch die hiebei massgebenden Grössen — hauptsächlich Spannung, Füllung, Hauptdimensionen und Umgangszahl — ausdrückt; die hieraus sich ergebende Relation wird sodann auch zur Bestimmung irgend einer dieser Grössen aus den übrigen zu benützen sein, und überhaupt zur Beantwortung aller einschlägigen Fragen zu dienen haben.

Hiebei kommen in Betracht zu ziehen:

1. Der in Pferdestärken ausgedrückte Nutzeffect (Nutzleistung an der Maschinenwelle) . . . . N
2. die (in Atmosphären ausgedrückte, absolute) Admissions- oder Volldruck-Spannung . . . . p_1
3. der Füllungsgrad (Cylinderfüllung), bei welchem die Nutzleistung N erzielt wird . . . . $\frac{s_1}{s}$
   (wobei s den Kolbenhub, und s_1 den Kolbenweg bis zur Dampf-Absperrung, d. i. bis zum Beginn der Expansion bezeichnet — beides in Meter);
4. die (in Quadr.-Met. ausgedrückte) wirksame Kolbenfläche . . . . O
5. die (in Meter ausgedrückte, mittlere) Kolbengeschwindigkeit pro Secunde c
6. die Umgangs- oder Touren-Zahl (Doppelhub-Zahl) der Maschine in einer Minute . . . . n

Hienach ist der Kolbenweg in der Minute $2\,s\,n = 60\,c$, woraus als stets giltige und auch weiterhin stets gebrauchte Beziehung folgt:

$$n\,s = 30\,c$$

7. Die in Atmosphären ausgedrückte Vorderdampfspannung (des ausströmenden Dampfes) . . . . p_4
   u. z. ist gemeiniglich

$p_4 = 1{,}1$ Atm. bei Auspuffmaschinen,
$p_4 = 0{,}2$ Atm. bei Condensationsmaschinen;

8. der Coëfficient des schädlichen Raumes (als Verhältniss des schädlichen Raumvolumens zu dem wirksamen Cylindervolumen) . . . . m
u. z. wird bei den gewöhnlichen Maschinen $m = 0{,}05$ angenommen;
9. die (in Meter ausgedrückte) Satzhöhe der Kaltwasserpumpe (bei den Condensationsmaschinen) . . . . . h
10. die Hilfsgrösse α; diese stellt die (zur Sicherheit) etwas höher angeschlagene Grösse der Vorderdampfspannung p_4 mit Einschluss der Widerstandsspannung p_c der Luft- und Kaltwasserpumpe (bei Condensationsmaschinen) vor, und zwar ist gemeiniglich zu setzen:
$\alpha = 1{,}15$ bei den Auspuffmaschinen,
$\alpha = 0{,}334 + 0{,}002\,h$ bei den Condensationsmaschinen;
und wenn man behufs möglichster Vereinfachung für diejenigen Fälle, in denen h nicht viel über 10 Meter beträgt, oder aber die Kaltwasserpumpe ganz fehlt, $h = 10$ Met. annimmt, so kann man setzen:
$\alpha = 1{,}15$ (Atm.) für die Auspuffmaschinen,
$\alpha = 0{,}354$ (Atm.) für die Condensationsmaschinen.

Bemerkung. Durch die Einführung der Hilfsgrösse α wird die folgende Betrachtung wesentlich vereinfacht, weil sodann nur mehr den mechanischen Reibungswiderständen und zwar in gleicher Weise bei den Auspuff- wie bei den Condensations-Maschinen Rechnung zu tragen ist.

Dabei wird die Widerstandsspannung p_c der Luft- und Kaltwasserpumpe nach der Völckers'schen Formel

$$p_c = 0{,}034 + 0{,}002\,h$$

beurtheilt, welche $p_c = 0{,}054$ Atm. für $h = 10$ Met. gibt, so dass eigentlich die Hilfsgrösse

$$\alpha = p_4 + p_c + \begin{cases} 0{,}05 \text{ bei Auspuffmaschinen} \\ 0{,}1 \text{ bei Condensationsmaschinen.} \end{cases}$$

Für die Dampfmaschinenberechnung ergibt sich zunächst aus der Theorie die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung $= f\,p_1$; wobei sonach f einen Coëfficienten

bezeichnet, mit welchem die Admissionsspannung p_1 zu multipliciren ist, um die mittlere förderliche (Hinterdampf-) Spannung zu erhalten; wir nennen deshalb f den Coëfficienten für die mittlere Spannung oder kurzweg den „Spannungscoëfficienten“.

Der Ausdruck für diesen sog. Spannungscoëfficienten gestaltet sich verschieden, hauptsächlich je nach dem für die Dampfexpansion in Anwendung gebrachten Gesetze. Unter allen Umständen ergibt sich aber dieser Coëfficient für eine bestimmte Maschinengattung — insbesondere auch für eine gewisse Grösse des schädlichen Raumes — einzig und allein von der Cylinderfüllung $\frac{s_1}{s}$ abhängig, und kann für einen bestimmten Werth von $\frac{s_1}{s}$ numerisch ermittelt werden.

Wenn man bei den „gewöhnlichen“ Maschinen für die Expansion einmal das für den Dampf und für die Dampfmaschine entsprechend modificirte Gesetz von Poisson, das andere Mal das einfache Mariotte'sche Gesetz — u. zw. das erstere etwa bei den Maschinen ohne Dampfhemd, das letztere bei Dampfhemdmaschinen gemäss S. 60 — als giltig annimmt, und wenn man sich bei den Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen, dann bei den zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen, durchaus des einfachen Mariotte'schen Gesetzes bedient, bei den letztgenannten beiderlei Maschinengattungen überdies in Bezug auf die Grösse des schädlichen Raumes und bei den Woolf'schen Maschinen auch noch in Bezug auf das Cylindervolumen-Verhältniss v (< 1) entsprechend verschiedene Annahmen macht: so gestalten sich die numerischen Werthe des „Spannungs-Coëfficienten“ f nach dem hier folgenden Doppel-Schema.

Bemerkung. Die Woolf'schen Maschinen betreffend wird hier der Unterschied gemacht: mit grösserem und mit kleinerem schädlichen Raume des Expansionscylinders, beziehungsweise: „mit langen und mit kurzen Verbindungskanälen der beiden Dampf-

cylinder". Diese Ausdrucksweise bezieht sich auf die bisherige Einrichtung dieser Maschinen mit ganzer Füllung des Expansions-Cylinders, und sind unter den „langen" Kanälen insbesondere die „gekreuzten" Kanäle (für gleichsinnige Kolbenbewegung) gemeint.

Für die neuerer Zeit angeregten Woolf'schen Maschinen mit besonderer Absperrung (Expansionsvorrichtung für den Füllungsgrad *v*) des Expansions-Cylinders, wodurch auch die Kurbelverstellung um 90° vortheilhafter Weise möglich gemacht wird, ist die Spalte „mit kurzen Kanälen" resp. mit kleinem schädlichem Raume des Expansions-Cylinders in's Auge zu fassen.

Werthe des Spannungscoëfficienten f

für eincylindrige Dampfmaschinen.

Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$	Gewöhnliche Masch. ohne Dampfhemd nach Poisson	Gewöhnliche Masch. mit Dampfhemd nach Mariotte	Corliss-, Sulzer- u. dgl. Masch. Coëfficient des schädlichen Raumes: $m=0,015$	Corliss-, Sulzer- u. dgl. Masch. Coëfficient des schädlichen Raumes: $m=0,03$
0,91*	0,975	0,976	.	.
0,80	0,954	0,956	.	.
0,70	0,923	0,928	.	.
0,60	0,879	0,886	.	.
0,50	0,818	0,828	.	.
0,40	0,741	0,754	.	.
0,333	0,679	0,694	.	.
0,30	0,645	0,660	.	.
0,25	0,587	0,602	0,596	0,604
0,20	0,523	0,536	0,524	0,536
0,15	0,450	0,462	0,442	0,456
0,125	0,410	0,420	0.394	0,410
0,10	0,368	0,374	0,344	0,362
0,07	.	.	0,274	0,296

*) $\frac{s_1}{s}=0,91$ ist der Füllungsgrad der sog. Maschinen ohne Expansion oder Volldruckmaschinen.

Werthe des Spannungs-Coëfficienten f

für die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen.

Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$	Mit langen Kanälen zwischen beiden Dampfcylindern*		Mit kurzen Kanälen zwischen beiden Dampfcylindern*	
	Volumenverhältniss v der Dampfcylinder		Volumenverhältniss v der Dampfcylinder	
	1 : 4	1 : 3	1 : 4	1 : 3
0,25	0,524	0,542	0,544	0,556
0,20	0,464	0,480	0,482	0,492
0,15	0,394	0,408	0,408	0,418
0,125	0,354	0,368	0,366	0,376
0,10	0,310	0,322	0,320	0,328
0,07	0,250	0,262	0,256	0,266
0,05	0,204	0,216	0,210	0,220

*) insoweit diese Kanäle als schädliche Räume fungiren.

Das hier in Betracht zu ziehende Volumenverhältniss v der beiden Dampfcylinder kann für eine herzustellende zweicylindrige Maschine aus dem auf den grossen Cylinder bezogenen Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ nach der Regel der gleichen Arbeitsvertheilung auf beide Cylinder bestimmt werden, welche Regel mit hinreichender Genauigkeit durch die Formel gegeben ist:

$$v = 0{,}9 \sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

Aus der mittleren (förderlichen) Hinterdampfspannung fp_1 und der Vorderdampfspannung p_4 ergibt sich nun zunächst die indicirte oder Brutto-Spannung

$$p_b = fp_1 - p_4$$

ferner mit Berücksichtigung des Widerstandes der Luft- und Kaltwasserpumpe bei etwas höher angeschlagener Vorderdampfspannung die „reducirte" Bruttospannung

$$P = fp_1 - \alpha$$

und mit Berücksichtigung sämmtlicher Widerstände die Netto- oder Nutzspannung:
entweder

$$p_n = \eta\ (fp_1 - p_4),$$

oder aber

$$p_n = \eta'\ (fp_1 - \alpha),$$

wobei η den „eigentlichen", η' den „reducirten" Wirkungsgrad der Dampfmaschine bezeichnet.

Insbesondere durch den letzteren (η') ist nur noch den eigentlichen passiven Widerständen, nämlich dem Leergangswiderstande und der sogenannten zusätzlichen Reibung zum grössten Theile Rechnung zu tragen; nur zum geringsten Theile sind dieselben bereits in der Hilfsgrösse α (vermöge der etwas höher angeschlagenen Vorderdampfspannung) berücksichtiget.

Dieser Anforderung entspricht bei normaler Einrichtung der Dampfmaschinen aller Gattungen mit hinlänglicher Annäherung der empirische Werth

$$\eta' = \frac{N + 5}{N + 10}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta' = \frac{N + 20}{N + 32{,}5}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 45 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta' = \frac{N + 300}{N + 366}, \text{ wenn } N > 45 \text{ Pfdk. (bis 200 Pfdk.)}$$

Hiemit erscheint bei gewöhnlichen Verhältnissen die Grösse η' durch die Maschinenstärke N gegeben.

1. Bemerkung. Bei Maschinen, welche mit grosser Füllung arbeiten, leichte Schwungräder besitzen, — überhaupt für eine knappere Rechnung geeignet erscheinen, kann man anstatt η' setzen:

$$\eta'_0 = \frac{N + 5}{N + 9}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta'_0 = \frac{N + 20}{N + 30}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 50 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta'_0 = \frac{N + 200}{N + 235}, \text{ wenn } N > 50 \text{ Pfdk. (bis 200 Pfdk.)}$$

Hingegen wird bei Maschinen mit sehr kleiner Füllung oder mit ehr schweren Schwungrädern u. dgl. und überhaupt, wenn man aus ·gend welcher Rücksicht reichlicher (also sicherer) rechnen will, ıtatt η' zu setzen sein:

$$\eta'_w = \frac{N+6}{N+13}, \text{ wenn } N < 5 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta'_w = \frac{N+31}{N+44}, \text{ wenn } N = 5 \text{ bis } 64 \text{ Pfdk.}$$

$$\eta'_w = \frac{N+515}{N+655}, \text{ wenn } N > 64 \text{ Pfdk. (bis 200 Pfdk.)}$$

2. Bemerkung. Vermöge der oben angegebenen specialisirten Werthe der Hilfsgrösse α (nämlich $\alpha = 1{,}15$ für Auspuffmaschinen, $\alpha = 0{,}354$ für Condensationsmaschinen) einerseits und der Spannung p_4 (nämlich $p_4 = 1{,}1$ Atm. für Auspuffmaschinen, $p_4 = 0{,}2$ Atm. für Condensationsmaschinen) andererseits stehen die beiden Spannungen

$$p_b = fp_1 - p_4$$

und

$$P = fp_1 - \alpha$$

zu einander in der Beziehung:

$p_b = P + 0{,}05$ bei Auspuffmaschinen

$p_b = P + 0{,}154$ bei Condensationsmaschinen

Deshalb wäre der eigentliche Wirkungsgrad η aus dem „reducirten“ Wirkungsgrade η' (resp. η'_0 oder η'_w) zu ermitteln wie folgt:

$$\eta = \frac{p_n}{p_b} = \frac{\eta'(fp_1 - \alpha)}{p_b} = \eta' \frac{P}{p_b}.$$

Diess gibt:

$$\eta = \eta' \frac{P}{P + 0{,}05} \text{ für Auspuffmaschinen,}$$

$$\eta = \eta' \frac{P}{P + 0{,}154} \text{ für Condensationsmaschinen.}$$

Diese Beziehungen werden zur leichten Bestimmung von p_b und η dienen können, wenn uns die Grösse P geläufig geworden ist.

Nach ermittelter Nutzspannung p_n ist die Hauptrelation für die Dampfmaschinenberechnung leicht zu deduciren. Bezeichnet man (vor der Hand) mit $\mathfrak{A}$ den atmosphärischen Druck pro Flächeneinheit (pro Quadr.-Meter), so ist gemäss den gewählten Bezeichnungen der nutzbar wirksame, mittlei Dampfdruck auf den Kolben $= \mathfrak{A} p_n O$ (Kilgr.), die Nut wirkung bei einem Doppelhube (d. i. bei einem Umgang $= \mathfrak{A} p_n O \,.\, 2s$ (Met. Kgr.), dieselbe in einer Secunde : $\mathfrak{A} p_n O \,.\, 2s \frac{n}{60}$ (Met. Kgr.), also die Nutzleistung (Nutzeffe

N in Pferdestärken, — die Pferdestärke mit 75 Met. Kgr. pro Secunde angenommen —:

$$N = \frac{2\,\mathfrak{A}}{60\,.\,75}\,O n s\,.\,p_n.$$

Hierin ist:

für die „alte“ Atmosphäre

$\mathfrak{A} = 10334$ Kgr. pro Qu. Met.

für die „neue“ Atmosphäre

$\mathfrak{A} = 10000$ Kgr. pro Qu. Met.

zu setzen, und es ergibt sich als die gesuchte Hauptrelation

a) für die „alte“ Atmosphäre:

$$O n s = 0{,}218\,\frac{N}{p_n} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (A)$$

b) für die „neue“ Atmosphäre:

$$O n s = 0{,}225\,\frac{N}{p_n} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (B)$$

Diese Beziehungen sind **a l l g e m e i n**, ohne jede Beschränkung giltig.

Setzt man hierein gemäss dem Vorausgegangenen

$$p_n = \eta'\,(f p_1 - \alpha) = \eta' P$$

so ergibt sich:

a) für die „alte“ Atmosphäre:

$$O n s = 0{,}218\,\frac{N}{\eta'\,P} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (a)$$

b) für die „neue“ Atmosphäre:

$$O n s = 0{,}225\,\frac{N}{\eta'\,.\,P} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (b)$$

Wir setzen (als unsere nunmehrige Hauptrelation):

$$O n s = \frac{M}{P} = M\left(\frac{1}{P}\right) \quad . \; . \; . \; . \; (\mathrm{I})$$

wobei

$$\left.\begin{aligned} M &= 0{,}218\,\frac{N}{\eta'} \text{ für die „alte“ Atm.} \\ M &= 0{,}225\,\frac{N}{\eta'} \text{ für die „neue“ Atm.} \end{aligned}\right\}\ (\mathrm{II})$$

$$P = f p_1 - \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (\mathrm{III})$$

Hiebei ist M eine von der Nutzleistung N allein abhängige Grösse, denn η' ist gemäss Vorausgeschicktem durch N bestimmt.

Es lässt sich daher leicht eine Tabelle entwerfen, aus welcher für verschiedene Grössen von N der Werth von M numerisch entnommen werden kann. Natürlich wird diese Tabelle in duplo, einmal für die „alte" das anderemal für die „neue" Atmosphäre zu entwerfen sein.

Bemerkung. Beidemale wird man ausser den normalen (unter normalen Verhältnissen bei allen Maschinengattungen für die Anwendung hinreichend genauen) Werthen von M zugleich auch diejenigen Werthe behandeln können, welche sich ergeben, wenn man anstatt η' einerseits η'_0 (für knappere Rechnung), andererseits η'_w (für reichere, sicherere Rechnung) setzt (siehe 1. Bemerkung S. 133); die bezüglichen Werthe wird man analog mit M_0 und M_w (anstatt M) zu bezeichnen haben.

Diesen Anforderungen entspricht Tab. II. *a.* und Tab. II. *b.* (Tab. Th. S. 6—9).

In dem Ausdrucke

$$P = fp_1 - \alpha$$

hat die Hilfsgrösse α (gemäss 10. S. 129) bei den Auspuffmaschinen den bestimmten Werth

$$\alpha = 1{,}15$$

bei den Condensationsmaschinen ist ursprünglich

$$\alpha = 0{,}334 + 0{,}002\, h$$

nach vorgenommener Specialisirung behufs Vereinfachung aber

$$\alpha = 0{,}354.$$

Hienach wird die Grösse P bei einer dieser Maschinengattungen (mit Auspuff oder mit Condensation) lediglich nur von der Admissionsspannung p_1 und von dem jeweiligen Werthe des „Spannungs-Coëfficienten" f abhängen. Dieser letztere nimmt aber bei einer jeden Maschinengattung für einen bestimmten Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$ einen bestimmten numerischen Werth an, d. h. es ist der Werth von f durch $\frac{s_1}{s}$ gegeben, oder es repräsentirt der Spannungscoëfficient f die Cylinderfüllung $\frac{s_1}{s}$.

Es ist demnach bei einer bestimmten Maschinengattung P nur von p_1 und $\frac{s_1}{s}$ abhängig, und nimmt für bestimmte Werthe von p_1 und $\frac{s_1}{s}$ ebenfalls bestimmte numerische Werthe an, welche — den üblichen, stufenweise nach einander folgenden Grössen der Admissionsspannung p_1 und der Füllung $\frac{s_1}{s}$ entsprechend — in einer Tabelle zusammengestellt werden können. Dies wird natürlich so oftmal zu geschehen haben, als man Maschinengattungen in Betracht ziehen will, bei denen der Spannungscoëfficient f für eine bestimmte Füllung verschiedene Werthe annimmt, — also behufs möglichst erschöpfender Behandlung des Gegenstandes etwa nach Angabe der vorangehenden schematischen Zusammenstellung der Werthe von f (S. 131, 132). Für die „gewöhnlichen" Dampfmaschinen wird ausserdem beidemale (für Maschinen ohne und mit Dampfhemd, beziehungsweise für die Rechnung nach Poisson und Mariotte) eine Doppeltabelle zu entwerfen sein, nämlich je eine einzelne Tabelle für Auspuff (mit $\alpha = 1{,}15$) und eine zweite für Condensation ($\alpha = 0{,}354$).

Dieser Anforderung entspricht die Gruppe der Tabellen III und III', in welchen durchwegs ausser den Werthen von P auch ihre (stark gebrauchten) reciproken Werthe $\left(\frac{1}{P}\right)$ in etwas kleineren Lettern angegeben und eingeklammert sind, u. z. folgen nacheinander, zunächst die „gewöhnlichen" Dampfmaschinen betreffend:

Tab. III und Tab. III' (Tab. Th. S. 10—13), welche die Werthe von P (und $\frac{1}{P}$), berechnet nach dem modifi-cirten Poisson'schen Gesetze enthalten, also insbesondere für Maschinen ohne Dampfhemd (einerseits mit Auspuff, andererseits mit Condensation) anzuwenden sein werden.

Tab. III_m und Tab. III'_m (Tab. Th. S. 14—17), welche die Werthe von P (und $\frac{1}{P}$), berechnet nach dem einfachen

Mariotte'schen Gesetze enthalten, also insbesondere für Maschinen **mit** Dampfhemd anzuwenden wären.

Tab. III_g und III_g' (Tab. Th. S. 18—19) ist dann eingeschaltet und enthält die Werthe von P (und $\frac{1}{P}$), ermittelt auf Grund der Grashof'schen Werthe der indicirten oder Bruttospannung, welche dem Anhange der 6. Auflage der Redtenbacher'schen „Resultate für den Maschinenbau" entnommen sind.

Bemerkung. Grashof's p_i (indicirte Spannung) ist mit unserer Bruttospannung p_b übereinstimmend. Mit Rücksicht auf die 2. Bemerkung S.134 kann man daher setzen:

$P = p_b - 0{,}05 \;\; = p_i - 0{,}05$ für Auspuffmaschinen,

$P = p_b - 0{,}154 = p_i - 0{,}154$ für Condensationsmaschinen.

Die Werthe von P (und $\frac{1}{P}$) für die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen folgen später gemeinschaftlich mit den anderweitigen Ersatz-Tabellen, welche diese Maschinengattungen betreffen, u. z. auf S. 28 des Tab. Th. in Tab. III'_c die Werthe für $m = 0{,}015$ und auf S. 30 des Tab. Th. jene für $m = 0{,}03$.

Aehnlich folgen die Werthe von P (und $\frac{1}{P}$) für die zweicylindrigen Woolf'schen und dgl. Maschinen in der Tabellengruppe III'_w S. 32—35 des Tab. Th. — nach Angabe des Tabellchens S. 132 (in Bezug auf das Cylindervolumen-Verhältniss v und den schädlichen Raum des grossen Cylinders) specialisirt.

Bemerkung. Abnormen Verhältnissen bezüglich der Vorderdampfspannung p_4 bei den Auspuffmaschinen und bezüglich der Satzhöhe h der Kaltwasserpumpe bei den Condensationsmaschinen lässt sich durch leicht ausführbare Correctionen der Werthe von P nach diesbezüglicher Angabe in jeder einzelnen Tabelle Rechnung tragen.

Mittelst der genannten Tabellen für M und P (nebst $\frac{1}{P}$ reducirt sich sonach die Handhabung unserer Hauptrelatio

$$O_{ns} = \frac{M}{P} = M\left(\frac{1}{P}\right)$$

— welche von den hierin erscheinenden Grössen auch gesucht werden möge, — auf die Ausführung einer einfachen numerischen Multiplication oder Division.

Insbesondere in der hier angesetzten Form wird diese Hauptrelation zur Berechnung einer herzustellenden Maschine zu dienen haben, und es resultirt diesfalls das Product Ons als eine numerische Zahl.

Da nun stets $ns = 30c$ ist, so ergibt sich die wirksame Kolbenfläche O auf Grundlage eines entsprechend angenommenen Werthes der Kolbengeschwindigkeit c. Da aber mit der letzteren auch das Product $ns = 30c$ numerisch bestimmt ist, so wird aus dieser letzteren Beziehung eine der Grössen n oder s sich ergeben, sobald man die andere den obwaltenden Verhältnissen entsprechend gewählt hat.

Bemerkung. In wiefern die obige Hauptrelation zu der Anwendung möglichst grosser Kolbengeschwindigkeiten, hoher Spannungen und entsprechend kleiner Cylinderfüllungen Anlass gibt, darüber siehe S. 105, 106.

1. Zusatz.

Da der Gesammtreibungswiderstand und hiemit (abgesehen von dem Widerstande der Luft- und Kaltwasserpumpe) der Wirkungsgrad der Maschine im Vorhergehenden der Hauptsache nach von der in Pferdekräften ausgedrückten Maschinenleistung N in eine den gewöhnlichen (normalen) Verhältnissen der Dampfmaschinen angepasste Abhängigkeit gebracht ist, so könnte es wünschenswerth erscheinen in denjenigen Fällen, die abnormer Natur sind, oder aber, — wenn man will — in einem beliebigen Falle eine Controle der nach dem Vorausgehenden geschehenen Berechnung auf Grundlage derjenigen Angaben vorzunehmen, welche die Effectverluste durch Reibung nach den thatsächlichen (wenn auch abnormen) diesfalls massgebenden Verhältnissen der Maschine beurtheilen, und hiemit auch eine bereits vorhandene oder aber vorhanden gedachte (resp. in irgend anderer Weise berechnete) Dampfmaschine voraussetzen. Zu einer solchen Controle eignet sich die Völckers'sche Regel für die Reibungswiderstände.

Bei der Anwendung dieser Regel werden die in der Maschine vorkommenden Widerstände — resp. die ihnen entsprechenden auf den Maschinenkolben reducirten Spannungen — specialisirt, wie folgt.

Wenn r_0 die dem Leergangswiderstande und μp_n die der sogenannten zusätzlichen Reibung entsprechende Spannung (also μ den

Coëfficienten der zusätzlichen Reibung) bezeichnet, im übrigen die bisherigen Bezeichnungen beibehalten werden, so ist

$$p_n = p_b - p_c - r_0 - \mu p_n$$

hieraus folgt die Nutzspannung

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_b - p_c - r_0) \quad \dots$$

und wegen $p_b = fp_1 - p_4$ auch

$$p_n = \frac{1}{1+\mu}(fp_1 - p_4 - p_c - r_0) \quad \dots \qquad (c)$$

hiebei ist im Mittel $\mu = 0{,}135$ sonach $\frac{1}{1+\mu} = 0{,}88$ zu setzen, und man hat

$$p_n = 0{,}88\,(p_b - p_c - r_0) \quad \dots\dots$$

oder auch

$$p_n = 0{,}88(fp_1 - p_4 - p_c - r_0) \quad \dots\dots \qquad (c')$$

Dabei hat die den Pumpen bei der Condensationsmaschine entsprechende Widerstandsspannung p_c den bereits oben (S. 129) ins Auge gefassten (Völckers'schen) Werth, während (desgleichen nach Völckers) die dem Leergangswiderstande entsprechende Spannung

$$r_0 = 0{,}0000046\,\frac{G}{D^2} + \frac{0{,}025}{D}$$

aus dem (in Kgr. ausgedrückten) Schwungradgewichte G und aus dem (in Met. ausgedrückten) Kolbendurchmesser D zu rechnen ist.

Die hienach jedenfalls etwas complicirtere Ausmittlung von p_n kann mittelst den nachfolgenden Tabellen wesentlich vereinfacht werden, wenn man bedenkt, dass in unserer geläufigen Beziehung

$$P = fp_1 - \alpha$$

gemäss Bemerkung auf S. 129 die Grösse

$$\alpha = p_4 + p_c + \begin{cases} 0{,}05 \text{ bei Auspuffmaschinen,} \\ 0{,}1 \text{ bei Condensationsmaschinen.} \end{cases}$$

Man kann daher in obigem Ausdrucke (c') von p^n die Glieder $fp_1 - p_4 - p_c$ ersetzen

durch $P + 0{,}05$ bei Auspuffmaschinen

und durch $P + 0{,}1$ bei Condensationsmaschinen, so dass man hat:

$$\left.\begin{aligned} p_n &= 0{,}88\,(P + 0{,}05 - r_0) \text{ für Auspuff} \\ p_n &= 0{,}88\,(P + 0{,}1 - r_0) \text{ für Condensation} \end{aligned}\right\} \quad \dots (C_1)$$

Die Grösse P kann den bereits besprochenen Tabellen unmittelbar numerisch entnommen werden, während die Spannung r_0 des Leergangswiderstandes mittelst der sehr vereinfachten Formel

$$r_0 = \alpha G + \beta$$

ermittelt werden kann, wenn man hiefür die Werthe von α und β aus Tab. VIII (Tab. Th. S. 47) nimmt, in welcher diese Werthe u. zw.

$$\alpha = \frac{0{,}0000046}{D^2}$$

und

$$\beta = \frac{0{,}025}{D}$$

für die verschiedensten Grössen von D bereits berechnet und numerisch angesetzt erscheinen.

Nach hienach erleichterter Ausmittlung von p_n hat man gemäss A) und B) S. 135 das (controlirte) Product

$$Ons = 0{,}218 \frac{N}{p_n} \text{ für die „alte" Atm.}$$

$$Ons = 0{,}225 \frac{N}{p_n} \text{ für die „neue" Atm.}$$

oder aber zur Ermittlung der Nutzleistung einer vorhandenen resp. vorhanden gedachten Dampfmaschine

$$N = 4{,}593\ Ons \,.\, p_n \text{ für die „alte" Atm. } \ldots\ldots (A')$$
$$N = 4{,}444\ Ons \,.\, p_n \text{ für die „neue" Atm. } \ldots\ldots (B')$$

2. Zusatz.

Wenn man bei einer Dampfmaschinenberechnung nicht bloss die Völckers'sche Regel für die Reibungswiderstände, sondern auch für die Pumpenwiderstände bei den Condensationsmaschinen anstatt der obigen Völckers'schen (nur annähernd giltigen) Formel die betreffende (genauere) Grashof'sche Formel anwenden will, so hat man zur Bestimmung der Nutzspannung den obigen ursprünglichen Ausdruck

$$p_n = 0{,}88\ (p_b - p_c - r_0) \ldots\ldots\ldots (C_2)$$

festzuhalten, hierin mit Hilfe der Tab. VIII. (Tab. Th. S. 47)

$$r_0 = \alpha G + \beta$$

ausserdem aber noch (nach Grashof) die Pumpenwiderstandsspannung

$$p_c = 0{,}0045\ (h + 13) \frac{J}{Ons}$$

zu berechnen; hiebei bezeichnet J die für die Condensation erforderliche Injections- oder Einspritz-Wassermenge in Kgr. pro Secunde, welche ebenso wie das Product Ons für eine vorhandene oder vorhanden gedachte Maschine als gegeben zu betrachten, für eine herzustellende Maschine jedoch bereits durch eine (nunmehr zu controlirende) Rechnung ausgemittelt worden ist.

Die Bruttospannung p_b kann hiebei für gewöhnliche Dampfmaschinen aus einer der Tab. VI oder VI' (Tab. Th. S. 38—41, in der Einrichtung mit den Tabellen über P ganz übereinstimmend) unmittelbar numerisch entnommen werden; für die Corliss-, Sulzer-, Woolf'schen etc. Maschinen hat man mit Hilfe der betreffenden Tabellen über P:

$$p_b = P + 0{,}154 \text{ für Condensation}$$

(für Auspuff wäre $p_b = P + 0{,}05$).

Der hienach sich ergebende Werth der Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\ (p_b - p_e - r_0)$$

ist sodann in eine der Gleichungen (A) oder (B) S. 135, (A') oder (B') S. 141 einzusetzen.

Das zweite wesentliche Moment bei einer Dampfmaschine ist die Berechnung des Dampfverbrauches oder der Speisewassermenge.

Diese Grösse ist der Ausgangspunkt bei Ermittlung des zum Maschinenbetriebe erforderlichen Brennmaterialquantums — jedoch nur bei einer gewissen Güte desselben und bei einer gewissen Einrichtung der betreffenden Dampfkessel und ihrer Heizungen. Ebenso bestimmt sich aus dem Dampfverbrauche die für Condensation erforderliche Injections- oder Kaltwassermenge.

Der Dampfverbrauch einer Maschine wird auf die Secunde in Kgr. gerechnet und theilt sich in den nutzbaren Dampfverbrauch und in den Dampfverlust.

Die Theorie gibt den nutzbaren Dampfverbrauch S_1 per Secunde in Kgr. für alle Maschinengattungen durch einen Ausdruck von der Form:

$$S_1 = Ons\,.\,F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IV)$$

Hiebei ist für die „gewöhnlichen" Dampfmaschinen:

$$F = 0{,}032\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}05 - \frac{1}{8}\,\frac{p_4}{p_1}\right);$$

für die Corliss-, Sulzer- u. dgl. Maschinen mit 1,5% a schädlichem Raume:

$$F = 0{,}032\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}015 - 0{,}079\,\frac{p_4}{p_1}\right);$$

für dieselben Maschinen mit 3% an schädlichem Raume:

$$F = 0{,}032\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + 0{,}03 - 0{,}1\ \frac{p_4}{p_1}\right);$$

für die zweicylindrigen Woolf'schen u. dgl. Maschinen:

$$F = 0{,}031\ \sigma_1 \left(\frac{s_1}{s} + m'\,v\right)$$

In diesem letzten Ausdrucke bezeichnet $\frac{s_1}{s}$ die Füllung bezogen auf den grossen Cylinder, m' den Coëfficienten für den schädlichen Raum des kleinen Cylinders (wir nehmen durchwegs $m' = 0{,}06$ und rechnen demnach für etwa vorhandene Corliss-Steuerung den nutzbaren Dampfverbrauch ein wenig zu gross); v ist das Volumenverhältniss des kleinen zum grossen Cylinder (wir nehmen bei unserer Specialisirung einmal $v = 1 : 4$, das anderemal $v = 1 : 3$, beziehungsweise von $1 : 4$ oder $1 : 3$ nicht sehr verschieden an, behalten uns aber natürlich vor, dieses wichtige Verhältniss von Fall zu Fall nach einer rationellen Regel zu bestimmen). Die in den übrigen Ausdrücken erscheinende Vorderdampfspannung p_4 nehmen wir in Uebereinstimmung mit dem Vorausgegangenen

$p_4 = 1{,}1$ Atmosph. bei Auspuffmaschinen,

$p_4 = 0{,}2$ Atmosph. bei Condensationsmaschinen.

In den sämmtlichen Ausdrücken für F bezeichnet ferner σ_1 das specifische Gewicht (d. h. das Gewicht pro Volumseinheit, Kgr. pro Cub.-Met.) des Admissionsdampfes, und ändert sich gleichzeitig mit der Admissionsspannung, indem der gesättigte Wasserdampf von einer bestimmten Spannung p_1 ein bestimmtes specifisches Gewicht σ_1 besitzt, welches dem nachfolgenden kleinen Auszuge aus Zeuner's nd Fliegner's Dampftabelle numerisch entnommen werden ann.

Tabelle über das specifische Gewicht
des gesättigten Wasserdampfes.

Spannung p_1	Spec. Gewicht σ_1		Spannung p_1	Spec. Gewicht σ_1	
	für die alte	für die neue		für die alte	für die neue
	Atmosphäre			Atmosphäre	
Atmosph.	Kgr. pro Cub.-Met.		Atmosph.	Kgr. pro Cub.-Met.	
1/4	0,1636	0,1550	3 1/4	1,8353	1,728
1/2	0,3153	0,2977	3 1/2	1,9676	1,853
3/4	0,4621	0,4359	3 3/4	2,0992	1,977
1	0,6059	0,5717	4	2,2303	2,101
1 1/4	0,7476	0,7045	4 1/2	2,4911	2,346
1 1/2	0,8874	0,8361	5	2,7500	2,590
1 3/4	1,0258	0,9664	5 1/2	3,0073	2,833
2	1,1631	1,096	6	3,2632	3,074
2 1/4	1,2992	1,224	7	3,7711	3,553
2 1/2	1,4345	1,351	8	4,2745	4,028
2 3/4	1,5688	1,477	9	4,7741	4,499
3	1,7024	1,603	10	5,2704	4,967

Hienach ist für die angegebenen specialisirten Werthe von m', v und p_4 — und wenn wir noch bei jeder dieser Specialisirungen die Admissionsspannung p_1 einmal in „alten“ das anderemal in „neuen“ Atmosphären angegeben annehmen — der Coëfficient F bei jeder Maschinengattung nur allein von der Admissionsspannung p_1 und von dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ abhängig, und kann demnach, ganz ähnlich wie die vorhin besprochene Grösse P tabellarisch behandelt werden derart, dass aus einer solchen eine gewisse Maschinengattung betreffenden Tabelle die Grösse von F zu der jeweiligen Spannung p_1 und Füllung $\frac{s_1}{s}$ als eine numerische Zahl entnommen werden kann.

Dieser Anforderung entspricht die im Tab. Th. mit IV bezeichnete Tabellengruppe u. z. enthalten Tab. IV*a* und IV'*a* dann Tab. IV*b* und IV'*b* (Tab. Th. S. 20—23) die Werthe von F für die gewöhnlichen Auspuff- und Condensations-Maschinen u. z. einerseits (*a*) für die „alte“ andererseits (*b*) für die „neue“ Atmosphäre; für die Corliss

Sulzer- u. dgl. Maschinen, so wie auch für die zweicylindrigen Woolf'schen Maschinen sind die Tabellen über F jenen über P zugehörig angeschlossen und ebenso wie diese als „Ersatztabellen“ bezeichnet. (Tab. Th. S. 29. S. 31. S. 36—37.)

Mit Hilfe der genannten Tabellen reducirt sich die Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches $S_1 = Ons \,.\, F$ für eine beliebige Dampfmaschine auf die Ausführung einer einfachen numerischen Multiplication.

Die Grösse des Dampfverlustes, welche bei einer guten Dampfmaschine nur zum geringen Theile durch Dampflässigkeit, hauptsächlich aber durch mechanisch aus dem Kessel mitgerissenes Wasser und durch Condensation in Folge der Abkühlung in der Dampfleitung und im Dampfcylinder (siehe S. 117 etc.) herbeigeführt wird, kann nur empirisch bestimmt werden. Auf Grundlage diesbezüglicher Versuche und Combinationen ergibt sich nach Völckers der Dampfverlust S_2 pro Sec. in Kgr. unter den gewöhnlichen Verhältnissen bei einer beliebigen (guten) Dampfmaschine (ohne Dampfhemd), u. z. wenn die Dampfspannungen in „alten“ Atmosphären ausgedrückt werden:

$$S_2 = 0{,}131\, D \sqrt{p_b}$$

und wenn man sich der „neuen“ Atmosphäre bedient:

$$S_2 = 0{,}129\, D \sqrt{p_b}$$

Hiebei bezeichnet D den Kolbendurchmesser in Meter, und die indicirte oder Bruttospannung p_b ist wie vorher:

$$p_b = f p_1 - p_4$$

Wir setzen einfach:

$$S_2 = G\, D \qquad \text{(V)}$$

obei der Coëfficient

$G = 0{,}131 \sqrt{f p_1 - p_4}$ für die „alte“ Atmosphäre,

$G = 0{,}129 \sqrt{f p_1 - p_4}$ für die „neue“ Atmosphäre.

Hier ist wieder für Auspuff $p_4 = 1{,}1$ und für Conden-'on $p_4 = 0{,}2$ Atmosphären zu setzen; der „Spannungs-

coëfficient" f vertritt den Expansionsgrad, resp. den Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$; es ist demnach G für beide Maschinensorten nur von $\frac{s_1}{s}$ und von der Admissionsspannung p_1 abhängig, und lässt sich analog den vorhin behandelten Grössen P und F in Tabellen bringen, mittelst welcher auch die Ermittlung des Dampfverlustes auf eine numerische Multiplication zurückgeführt wird.

Diesem Zwecke entspricht die Tabellengruppe V (Tab. Th. S. 24—27) für alle Maschinengattungen.

Der Dampfverlust einer beliebigen Dampfmaschine (zuvörderst ohne Dampfhemd) lässt sich mit vollständig hinreichender Annäherung an die Völckers'sche Formel aus der Nutzleistung N und der Kolbengeschwindigkeit c (Met. pro Sec.) der Maschine wie folgt bestimmen:

$$S_2 = 0{,}013\sqrt{\frac{N}{c}} + 0{,}0055$$

welche Formel anstatt der Völckers'schen dann benutzt werden kann, wenn sie etwa leichter zum Ziele führt.

Der Dampfverlust einer Maschine wird herabgesetzt, wenn dieselbe mit einem rationell eingerichteten „Dampfhemde" versehen ist — trotz der innerhalb der Dampfhülle selbst unvermeidlichen Condensation. Am geringsten gestaltet sich aber der Dampfverlust bei einer zweicylindrigen Woolf'schen oder dgl. Maschine, wenn ihr kleiner Cylinder möglichst intensiv mit Kesseldampf geheizt wird, der grosse Cylinder jedoch nicht geheizt, wohl aber durch Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern gegen die Abkühlung möglichst geschützt wird. (Siehe hierüber S. 120. 121.)

Wir nehmen in Ermangelung bestimmterer Anhaltspunkte den Dampfverlust einer eincylindrigen Dampfhemdmaschine mit 80% und jenen einer zweicylindrigen Maschine mit Dampfhemd am kleinen Cylinder mit 60% des nach Völckers ermittelten Betrages an.

Nach geschehener Ermittlung des nutzbaren Dampfverbrauches S_1 und des Dampfverlustes S_2 hat man den Gesammtdampfverbrauch oder die durchschnittliche Speisewassermenge pro Sec. in Kgr.

$$S = S_1 + S_2$$

Hieraus ergibt sich der Dampfverbrauch pro Pferd und Stunde

$$C = \frac{3600\, S}{N}$$

Die Injections- oder Einspritzwassermenge (Kühlwassermenge) pro Sec. in Kgr. gibt mit hinreichender Annäherung die Formel

$$J = 24\, S - \frac{N}{100}$$

---

2. Kapitel.

Bezeichnungen und Erklärungen zu der Dampfmaschinen-Berechnung.

Bezeichnungen.

N der in Pferdestärken ausgedrückte Nutzeffect an der Maschinenwelle (Nutzleistung, effective Leistung, Maschinenstärke); die Pferdestärke (Pferdekraft) zu 75 Meter-Kilogr. pro Sec. angenommen; als „Normalleistung“ insbesondere bezeichnen wir die von der betreffenden Dampfmaschine vorherrschend (durch den grössten Theil ihres Betriebes) zu effectuirende Leistung;

n die Umgangszahl (Doppelhubzahl) in der Minute;

s Kolbenhub (doppelte Kurbellänge in Meter);

s_1 Kolbenweg bis zur Absperrung des Admissionsdampfes in Meter; also:

$\frac{s_1}{s}$ der Füllungsgrad und

$1:\frac{s_1}{s} = \frac{s}{s_1}$ der (beiläufige) Expansionsgrad, bei welchem der obige Nutzeffect N erzielt wird (siehe die 1. Erklärung, S. 152);

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sec. und zwar ist jedesmal das Product

$$ns = 30c$$

(siehe die 2. Erklärung, S. 155);

p_1 die in Atmosphären („alt“ oder „neu“, je nach Angabe) ausgedrückte absolute Admissions- oder Volldrucksspannung (siehe die 3. Erklärung, S. 157);

p_4 die in Atmosphären ausgedrückte mittlere Vorderdampfspannung (für die Ausströmung);

α eine Hilfsgrösse, welche mit p_4 eine gewisse Analogie hat (siehe S. 129), jedoch auch den Pumpenwiderstand bei Condensation in sich begreift;

f der sog. „Spannungs-Coëfficient“, mit welchem p_1 zu multipliciren ist, um die mittlere (förderliche) Hinterdampfspannung (fp_1) zu erhalten, daher

$p_b = fp_1 - p_4$ die (indicirte oder) „eigentliche“ Bruttospannung;

$P = fp_1 - \alpha$ die „reducirte“ Bruttospannung;

O die wirksame Kolbenfläche in □ Meter;

D der Kolbendurchmesser in Meter; also

$\frac{D^2\pi}{4}$ der Kolbenquerschnitt in □ Meter (siehe die 4. Erklärung, S. 157).

Bei einer Woolf'schen Maschine beziehen sich D, s und $\frac{s_1}{s}$ auf den grossen (Expansions-) Cylinder, und bezeichnet für die kleinen (Hochdruck-) Cylinder:

O' die wirksame Kolbenfläche in □ Meter;

D' den Kolbendurchmesser in Meter;

s' den Kolbenhub;

$\frac{s_1'}{s'}$ den Füllungsgrad;

$v = \frac{O's'}{Os}$ das Volumenverhältniss der beiden Dampfcylinder.

S_1 der nutzbare Dampfverbrauch pro 1 Sec. in Kilogr.

S_2 der Dampfverlust pro 1 Sec. in Kilogr.

$S = S_1 + S_2$ der Gesammtdampfverbrauch (durchschnittlic Speisewassermenge) pro 1 Sec. in Kilogr.

$C = \frac{3600\,S}{N}$ der Dampfverbrauch pro Pferd und Stunde in Kilogr.

J die Injectionswassermenge (Kühlwassermenge) bei Condensations-Maschinen in Kilogr. pro Secunde.

Die hieher gehörigen allgemeinen Tabellen für die Dampfmaschinenberechnung sind mit römischen Ziffern I, II, III etc. numerirt, und diese Ziffern mit Zeigern von folgender Bedeutung versehen:

ein Strich (′) z. B. III′, IV′ etc. bedeutet Condensation (im Gegensatze zum Auspuff ohne Strich). Die Tabellen für Auspuff und für Condensation folgen stets alternirend hinter einander (natürlich nur bei den „gewöhnlichen" Maschinen und überhaupt nur bei denjenigen Tabellen, für welche Auspuff und Condensation wirklich zu unterscheiden ist).

Zeiger a z. B. $II._a$, $IV._a$, $IV.'_a$ etc. gilt für die „alte" Atm.

Zeiger b z. B. $II._b$, $IV._b$, $IV.'_b$ etc. gilt für die „neue" Atm.

Zeiger m bezeichnet bei den gewöhnlichen Maschinen die Zugrundelegung des einfachen Mariotte'schen Gesetzes (III_m und III'_m);

Zeiger g bezeichnet bei den „gewöhnlichen" Maschinen die Zugrundelegung der Grashof'schen Angabe (III_g und III'_g);

Zeiger c gilt für Corliss- u. dgl. Maschinen mit 1,5% schädl. Raum.

Zeiger s gilt für Sulzer- u. dgl. Maschinen mit 3% schädl. Raum.

Zeiger w gilt für die Woolf'schen und dgl. zweicylindrigen Maschinen.

Die ersten zwei Tabellen sind ganz apart mit I.1 und I.2 bezeichnet.

Uebrigens müssen diese Bezeichnungen der Tabellen-Nummern nicht von vorneher gekannt sein, da die Ueber-

schriften der Tabellen alles Bezügliche auch in Worten deutlich angeben.

Die „Uebersicht" der allgemeinen Tabellen und ihres Gebrauches, S. 2—3 des Tabell. Theiles kann bei Benützung derselben zur Orientirung wesentlich beitragen.

„Tab. Th. S. . ." bezeichnet bei Berufungen die Seitenzahl des „Tabellarischen Theiles"; eine sonstige Seitenzahl bezieht sich auf diesen textuellen Theil des Buches.

1. Erklärung.

Die in den Tabellen erscheinenden Werthe der Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ sind mit den folgenden beiläufigen Expansionsgraden gleichbedeutend:

$\frac{s_1}{s} = 0{,}91$ giltig für Volldruckmaschinen;

$\frac{s_1}{s} = 0{,}8$	bedeutet	$^5/_4$	fache	Expansion
$\frac{s_1}{s} = 0{,}7$	„	$^{10}/_7$	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}6$	„	$^5/_3$	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}5$	„	2	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}4$	„	$^5/_2$	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}333$	„	3	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}3$	„	$^{10}/_3$	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}25$	„	4	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}20$	„	5	„	„
$\frac{s_1}{s} = 0{,}15$	„	$6\,^1/_3$	„	„

$\frac{s_1}{s} = 0,125$ bedeutet 8fache Expansion

$\frac{s_1}{s} = 0,10$ „ 10 „ „

$\frac{s_1}{s} = 0,07$ „ $14_{,3}$ „ „

$\frac{s_1}{s} = 0,05$ „ 20 „ „

Eine erst herzustellende Dampfmaschine ist nach aller Möglichkeit so einzurichten und demgemäss zuvörderst auch so zu berechnen, dass sie ihre „Normalleistung“ für Denjenigen, der die Betriebskosten, aber auch die Herstellungskosten der Maschine zu bestreiten hat, möglichst ökonomisch erziele. Zu diesem Zwecke muss für die Normalleistung unter gewissen Verhältnissen eine gewisse Cylinderfüllung bei der Berechnung ins Auge gefasst, resp. für den zukünftigen Betrieb in Aussicht genommen werden, welche wir, insoferne sie eben jenem Zwecke mit möglichster Wahrscheinlichkeit entspricht, die „ökonomisch günstigste Füllung“ nennen. Dabei ist zu beachten, dass eine herzustellende Maschine, wenn sie ihre „Normalleistung“ mit einer gewissen kleineren Füllung erzielen soll, einerseits weniger Dampf verbrauchen, andererseits aber auch grösser ausfallen, also mehr kosten wird, als wenn sie diese Normalleistung mit einer gewissen grösseren Füllung erzielen würde.

In diesem einzig richtig aufgefassten Sinne ist die „ökonomisch günstigste Füllung“ durchaus nicht die Füllung des absolut kleinsten Dampfverbrauches, noch weniger aber diejenige Füllung, bei welcher die Endspannung des expandirten Dampfes eine bestimmte und in allen Fällen gleiche Grösse (bei Auspuff vorgeblich 1,5 Atm., bei Condensation vorgeblich 0,6 Atm.) betragen würde; — es ist vielmehr diejenige Füllung, welche sich der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches in dem Masse

nähert, als dies der ökonomische Calcul mit Rücksicht auf die durch jede kleinere Füllung bedingten Mehrkosten der Maschinenherstellung unter den obwaltenden Verhältnissen gestattet.

Die ökonomisch günstigste Füllung lässt sich mit mathematischer Genauigkeit begreiflicher Weise nicht feststellen; es genügen jedoch hiefür auch gewisse beiläufige, auf diesbezügliche rationelle Calculationen gestützte Anhaltspunkte. Solche Anhaltspunkte bietet Tab. I.1 (Tab. Th. §. 4) unter den daselbst angegebenen Voraussetzungen (mässiger Brennstoffpreise) und unter Beachtung der dortigen Bemerkungen. Insbesondere für höhere Brennstoffpreise können etwa die folgenden tabellarischen Angaben als Anhaltspunkt dienen, wobei zu erwähnen ist, dass die auf die Corliss-, Sulzer- u. dgl., dann auf die Woolf-schen u. dgl. Maschinen bezüglichen Angaben nicht, wie jene für die „gewöhnlichen" Maschinen, selbständig entwickelt, sondern aus der erwähnten Tab. I.1 abgeleitet wurden.

Beiläufig günstigste Füllungsgrade

zu der Normalleistung *N* für ziemlich hohe Brennstoffpreise.

α) bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Maschinen		mit Auspuff				mit Condensation			
Stärke *N* = (Normal-Leistung in Pfdk.)		7	20	60	180	7	20	60	180
		beiläufig günstigste Füllungsgrade:							
Abs. Admiss.-Spannung p_1 in Atmosph.	$p_1 = 2$	.	.	.	.	0,33	0,30	0,25	0,23
	$p_1 = 3$	0,41	0,40	0,39	0,38	0,30	0,25	0,23	0,20
	$p_1 = 4$	0,33	0,32	0,31	0,30	0,25	0,22	0,20	0,17
	$p_1 = 6$	0,30	0,25	0,23	0,20	0,22	0,20	0,18	0,14
	$p_1 = 8$	0,27	0,23	0,20	0,17	(0,20)	0,18	0,15	0,12

β) bei den Corliss-, Sulzer- od. dgl. und bei den Woolf'schen Maschinen.

Maschinen		nach Corliss-, Sulzer u. dgl.			nach Woolf mit gewöhnl. Steuerung			nach Woolf mit Corliss- oder dgl. Steuerung		
Stärke N= (Normal-Leistung in Pfdk.)		20	60	180	20	60	180	20	60	180
		beiläufig günstigste Füllungsgrade:								
Abs. Admiss.-Spannung p_1 in Atmosph.	$p_1 = 3$	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09
	$p_1 = 4$	0,16	0,15	0,13	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	$p_1 = 6$	0,15	0,13	0,11	0,12	0,10	0,09	0,09	0,08	0,07
	$p_1 = 8$	0,13	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06

2. Erklärung.

Die Kolbengeschwindigkeit einer herzustellenden Dampfmaschine ist aus verschiedenen Rücksichten (hauptsächlich behufs Herabsetzung der Anlagekosten und der Betriebskosten) möglichst gross u. z. so gross zu nehmen, als es anderweitige Rücksichten (namentlich der gewünschte dauernd ungestörte Betrieb, nach Umständen auch die Einrichtung der Steuerung, die Geschwindigkeit des zu betreibenden Mechanismus etc.) gestatten.

Wenn nicht besondere Umstände für eine abnorm grosse oder aber für eine abnorm kleine Kolbengeschwindigkeit sprechen, so kann bei der Wahl derselben die Tab. I.2 (Tab. Th. S. 5) als Anhaltspunkt dienen.

Die daselbst für die Normalleistung N angesetzten Werthe der (mittleren) Kolbengeschwindigkeit c und des Productes $ns = 30\ c$ sind insofern selbst als „normal" zu betrachten, als dieselben für die gewöhnlichen diesfalls massgebenden Verhältnisse passen, welche letzteren die Admissions-Spannung ($p_1 \doteq 4$ bis 6 Atm.) und das Hubverhältniss ($\frac{s}{D}$ ungefähr $\doteq 2$) betreffen. Im Uebrigen kann man in jedem Falle den diesbezüglich obwaltenden Umständen Rechnung tragen, wenn man die aus Tab. I.2 entnommene

Grösse von c oder $ns = 30\ c$ mittelst des hier folgenden Tabellchens corrigirt, d. i. jene Grösse mit dem hier angegebenen Corrections-Coëfficienten φ multiplicirt.

Werthe des Corrections-Coëfficienten φ*
für die Kolbengeschwindigkeit c bei **eincylindrigen** Maschinen.

Norm. N circa =	200	100	40	20	10	5	
$\frac{s}{D}$ circa =	**1,5**	**1,75**	**2**	**2,25**	**2,5**	**2,75**	**3**
$p_1 = 3$	0,67	0,72	**0,77**	0,82	0,87	0,91	0,95
$p_1 = 4$	0,77	0,84	**0,89**	0,95	1,00	1,05	1,09
$p_1 = 5$	0,87	0,93	**1,00**	1,06	1,12	1,17	1,23
$p_1 = 6$	0,95	1,02	**1,09**	1,16	1,22	1,28	1,34
$p_1 = 7$	1,02	1,11	**1,18**	1,24	1,32	1,39	1,45
$p_1 = 8$	1,09	1,18	**1,26**	1,34	1,41	1,48	1,55
$p_1 = 9$	1,16	1,25	**1,34**	1,42	1,50	1,57	1,64
$p_1 = 10$	1,22	1,32	**1,41**	1,50	1,58	1,66	1,73

*) Es ist $\varphi = 0{,}316 \sqrt{p_1 \frac{s}{D}}$; für $\frac{s}{D} = 2$ gibt dies abgerundet $\varphi = 0{,}45 \sqrt{p_1}$ (siehe Bemerkung in Tab. $I._2$), — die betreffenden (häufigst giltigen) Werthe von φ sind fett gedruckt.

Bei den zweicylindrigen (Woolf'schen u. dgl.) Maschinen kann die Kolbenschwindigkeit etwa = 0,85 der hienach ermittelten Grösse φc angenommen werden.

Anhänger bedeutenderer Kolbengeschwindigkeiten können die gegenwärtigen Angaben (von φc) etwa um 10% vergrössern.

Disponirt man aber vielleicht über eine andere Regel in Betreff der anzunehmenden Kolbengeschwindigkeit, welche man den „erfahrungsmässigen" tabellarischen Angaben des Verfassers vorziehen zu sollen meint, oder ist man durch die Abnormität der obwaltenden Verhältnisse (vorgeschriebene abnorm grosse oder abnorm kleine Umgangszahl od. dgl.) in Bezug auf die anzunehmende Kolbenschwindigkeit

irgend gebunden, so lasse man die genannten Angaben ausser Acht.

3. Erklärung.

Die absolute Admissions- oder Volldruckspannung richtet sich nach der absoluten Kesselspannung. Allgemeines über diese beiden Spannungen siehe S. 66—69.

Bei einer zu berechnenden, eventuell erst herzustellenden Dampfmaschine entschliesse man sich zunächst zu derjenigen absoluten Kesselspannung p, für welche die betreffenden Dampfkessel einzurichten und behördlich zu prüfen sind. Sodann nehme man die absolute Admissionsspannung p_1 an, wie folgt:

a) bei Dampfmaschinen mit unverstellbarer Expansion d. i. mit constanter Füllung einschliesslich der sog. Maschinen „ohne Expansion" (Volldruckmaschinen) nehme man je nach der etwaigen Veränderlichkeit der zu effectuirenden Leistung

$$p_1 = 0{,}75 \text{ bis } 0{,}85\, p$$

in Mittel $p_1 = 0{,}8\, p$

b) bei Dampfmaschinen mit (während des Ganges) verstellbarer Expansionsvorrichtung (von Hand des Wärters, z. B. nach Meyer)

$$p_1 = 0{,}8 \text{ bis } 0{,}9\, p$$

in Mittel $p_1 = 0{,}85\, p$

c) bei Dampfmaschinen mit Vorrichtung für selbstthätig variable Expansion

$$p_1 = 0{,}9 \text{ bis } 0{,}95\, p$$

(letzteres bei Corliss- u. dgl. Steuerung).

4. Erklärung.

Um aus der wirksamen Kolbenfläche O den ganzen olbenquerschnitt $\frac{D^2\pi}{4}$ zu erhalten, gibt man der ersteren ›r Kolbenstange wegen einen Zuschlag, welcher desto grösser

sei, je grösser die Admissionsspannung p_1 ist, und zwar kann man (vorbehaltlich der eventuell später vorzunehmenden eigentlichen Bestimmung der Kolbenstangenstärke) nehmen:

Wenn die Kolbenstange beiderseits durch die Cylinderdeckel gehen soll (zweiseitige Kolbenstange):

$\frac{D^2\pi}{4} = 1,02\ O$ für Maschinen mit mässigem Hochdruck und für Woolf'sche Maschinen;

$\frac{D^2\pi}{4} = 1,03$ bis $1,04\ O$ für eincylindrige Maschinen mit starkem Hochdruck.

Wenn die Kolbenstange nur auf einer Seite durch den Cylinderdeckel gehen soll (einseitige Kolbenstange, — welche übrigens nur bei stehenden Maschinen zu rechtfertigen ist):

$\frac{D^2\pi}{4} = 1,01\ O$ für mässigen Hochdruck;

$\frac{D^2\pi}{4} = 1,015$ bis $1,02\ O$ für starken Hochdruck.

Aus $\frac{D^2\pi}{4}$ bestimmt sich dann einfach der Kolbendurchmesser D in Metern mittelst Tab. IX. (Tab. Th. S. 49).

Diese Tabelle gibt für Durchmesser $D = 0,100$ bis 1,12 die Kreisinhalte (Kolbenflächen) $\frac{D^2\pi}{4}$ auf vier Decimalstellen an. Das Zeichen 0 ist überall weggelassen; die beiden ersten Decimalen von D findet man in der ersten Spalte, die dritte in der oben angeschriebenen Zeile, während die vier Decimalen von $\frac{D^2\pi}{4}$ stets beisammen in der Tabelle angesetzt sind.

Hiernach ist für

$D = 0,100$ die Fläche $\frac{D^2\pi}{4} = 0,0079$

„ $= 0,613$ „ „ „ $= 0,2951$

„ $= 1,12$ „ „ „ $= 0,9852$.

Die Fortsetzung der Tabelle (für $D > 1{,}12$) findet man in der zweiten Zeile derselben unter gehöriger Anbringung des Decimalzeichens; so hat man für:

$$D = 1{,}13 \text{ die Fläche } \frac{D^2\pi}{4} = 1{,}00$$

$$\text{„} = 1{,}33 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} = 1{,}39 \text{ u. s. f.}$$

Nach ermitteltem (eventuell entsprechend abgerundetem) Kolbendurchmesser D bestimmt man den Kolbenhub s und die Umgangszahl n aus dem bereits früher festgesetzten Werthe des Productes $ns = 30c$, so dass man für die Grösse s und n einen gewissen Spielraum hat; man hat hiebei, wenn n nicht streng vorgeschrieben ist, zu sehen, dass bei grösseren Maschinen s beiläufig $= 2D$ und bei kleineren Maschinen s beiläufig $= 2{,}5$ bis 3 D ausfällt.

Es ergibt sich hiebei:
entweder nach entsprechend angenommenem Hube s die Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s}$$

oder aber bei etwa von vornherein gegebener Umgangszahl n die Grösse des Kolbenhubes

$$s = \frac{ns}{n}$$

(hiebei bezeichnet beiderseits ns im Zähler die vorher hiefür festgesetzte numerische Zahl).

Kommt man mit dem angenommenen Werthe von ns bei streng vorgeschriebener Umgangszahl n auf ein Missverhältniss zwischen s und D, so muss man in der Annahme von ns eine zweckmässige Aenderung treffen, und aus dem bereits ermittelten Ons das O und dann D und s von Neuem rechnen.

DRITTER ABSCHNITT.

DIE EIGENTLICHE

DAMPFMASCHINEN-BERECHNUNG

MITTELST DER TABELLEN.

Bemerkung.

Man beachte hiebei die Uebersicht der allgemeinen Tabellen und ihres Gebrauches (Tab. Th. S. 2—3.)

1. Kapitel.

Die Dampfmaschinenberechnung mittelst der „allgemeinen Tabellen" (Tab. Th. S. 1—51). (Gebrauchs-Anweisung.)

Note. „(resp. *A*. Tab.)" bedeutet: „respective die eventuell für die betreffende Tabelle anzuwendende Alternativ- oder Ersatz-Tabelle".

$$\text{Hauptrelation: } Ons = \frac{M}{P} = M \cdot \left(\frac{1}{P}\right)$$

Berechnung einer herzustellenden (zu entwerfenden) Dampfmaschine.

Die Berechnung wird diessfalls die Bestimmung der Hauptdimensionen D und s, dann der Umgangszahl n für eine gewünschte Leistung N der Maschine zum Zwecke haben.

Man wähle zuerst die absolute Admissionsspannung p_1 (siehe 3. Erklärung S. 157) und entschliesse sich für denjenigen Werth des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s}$, b[illegible] welchem die ge[illegible]ne Leistung [illegible] erzielt w[illegible] soll; ge- [illegible]rmalleistun[illegible] ins Auge

1. Kapitel.

Die Dampfmaschinenberechnung mittelst der „allgemeinen Tabellen" (Tab. Th. S. 1—51). (Gebrauchs-Anweisung.)

Note. „(resp. *A*. Tab.)" bedeutet: „respective die eventuell für die betreffende Tabelle anzuwendende Alternativ- oder Ersatz-Tabelle".

Hauptrelation: $Ons = \frac{M}{P} = M . \left(\frac{1}{P}\right)$

Berechnung einer herzustellenden (zu entwerfenden) Dampfmaschine.

Die Berechnung wird diessfalls die Bestimmung der Hauptdimensionen D und s, dann der Umgangszahl n für eine gewünschte Leistung N der Maschine zum Zwecke haben.

Man wähle zuerst die absolute Admissionsspannung p_1 (siehe 3. Erklärung S. 157) und entschliesse sich für denjenigen Werth des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s}$, bei welchem die gegebene Leistung N von der Maschine erzielt werden soll; gemeiniglich wird die Normalleistung (N) ins Auge

gefasst und bei ökonomisch möglichst günstiger Füllung $\frac{s_1}{s}$ zu erzielen getrachtet. (Siehe hierüber die 1. Erklärung S. 152.)

Hienach sind als gegeben zu betrachten: $N, p_1, \frac{s_1}{s}$.

Man suche in Tab. II. *a* oder II. *b* den zu N gehörigen Werth von . . . . M
und in Tab. III oder III' (resp. *A*. Tab.) den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von . . . $\frac{1}{P}$

Dann erhält man das Product

$$Ons = M.\frac{1}{P}$$

als eine numerische Zahl.

Man entschliesse sich für eine passende Kolbengeschwindigkeit c, beziehungsweise für einen entsprechenden numerischen Werth des Productes

$$ns = 30\,c$$

wobei man in der 2. Erklärung S. 155 die etwa nothwendigen Anhaltspunkte findet.

Hienach ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{Ons}{ns}$$

als eine numerische Zahl (in Quadr. Met.).

Sofort bestimmt sich nach der 4. Erklärun S. 157 der Kolbendurchmesser D, der Kolbenhu s und die Umgangszahl n pro Minute.

Ermittlungen für bestehende oder bestehend gedachte Dampfmaschinen.

α. Bestimmung des Nutzeffectes (Leistung) einer Dampfmaschine von gegebenen Dimensionen, von gegebener Füllung, Spannung und Umgangszahl.

Hier sind die Grössen O, n, s, p_1 und $\frac{s_1}{s}$ als gegeben zu betrachten. (Dieselben können an einer vorhandenen Maschine durch Messung, Zählung, und p_1, wenn kein Manometer zu Gebote steht, durch Schätzung ermittelt werden.)

Man berechne das Product Ons und suche für die Hauptrelation $Ons = \frac{M}{P}$ in der Tab. III oder III′ (resp. *A*. Tab.) den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von P; man berechne sodann $Ons . P$, und suche die sich ergebende Zahl ($Ons . P = M$) in der Spalte M der Tab. II. *a* oder II. *b*, so gibt der nebenanstehende Werth von N den Nutzeffect der Maschine in Pferdestärken an.

β. Bestimmung der Füllung einer Dampfmaschine von gegebenen Dimensionen zur Erzielung eines bestimmten Nutzeffectes bei einer bestimmten Spannung und Umgangszahl.

Sind für eine Maschine die Grössen O, s und p_1 gegeben, so lässt sich jedesmal auch derjenige Füllungsgrad ermitteln, welcher zur Erzielung eines bestimmten Nutzeffectes N bei einer gewissen Umgangszahl n in Anwendung zu bringen ist. Es ist diessfalls die Hauptrelation der Form $P = \frac{M}{Ons}$ ins Auge zu fassen.

Man ermittle zu diesem Zwecke das Product *Ons* und nehme aus Tab. II. *a* oder II. *b* den zu N gehörigen Werth von M, berechne $\frac{M}{Ons}$ und suche die sich ergebende Zahl (P) in der Tab. III oder III′ (resp. *A.* Tab.) u. z. in der Zeile des betreffenden Werthes von p_1, so findet man in der betreffenden Spalte obenan den gesuchten Füllungsgrad $\frac{s_1}{s}$.

γ. Bestimmung der Spannung für eine Dampfmaschine von gegebenen Dimensionen zur Erzielung eines bestimmten Nutzeffectes bei einer bestimmten Füllung und Umgangszahl.

Es kann auch die Frage gestellt werden, welche Admissionsspannung p_1 man einer Maschine von gewissen Dimensionen geben muss, wenn diese bei einem bestimmten Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ und bei einer bestimmten Umgangszahl n einen bestimmten Nutzeffect N leisten soll. Es ist auch diesfalls die Hauptrelation in der Form $P = \frac{M}{Ons}$ ins Auge zu fassen.

Man ermittle *Ons* und nehme aus Tab. II. *a* oder II. *b* den zu N gehörigen Werth von M, berechne $\frac{M}{Ons}$ und suche die sich ergebende Zahl (P) in der Tab. III oder III′ (resp. *A.* Tab.), u. in der Spalte des betreffenden Werthes von $\frac{s_1}{s}$ so findet man am Anfang der betreffenden Zeil den gesuchten Werth von p_1.

Sonderregel für die Berechnung der zweicylindrigen (Woolf'schen und dgl.) Maschinen.

Die Berechnung einer beliebigen zweicylindrigen Dampfmaschine mit blosser Rücksicht auf den grossen (Expansions-) Cylinder geschieht ganz nach den vorangehenden Regeln mit Beachtung der betreffenden Orts angebrachten diesbezüglichen Special-Bemerkungen.

Bei einer herzustellenden (zu entwerfenden) und den Dimensionen etc. nach zu berechnenden zweicylindrigen Maschine hat man sich jedoch zuvörderst für ein entsprechendes Volumenverhältniss v der beiden Dampfcylinder $\left(v = \frac{O' s'}{O s}\right)$ zu einigen.

Ich empfehle hiefür die höchst einfache Regel *)

$$v = 0{,}9 \sqrt{\frac{s_1}{s}}$$

Hienach ergibt sich für verschiedene Füllungen $\frac{s_1}{s}$ (bezogen auf den grossen Cylinder) das günstigste Volumenverhältniss v und sodann die zugehörige Füllung des kleinen Cylinders $\frac{s_1'}{s'} = \frac{1}{v} \frac{s_1}{s}$ wie folgt:

$\frac{s_1}{s} =$	0,20,	0,15,	0,125,	0,10,	0,075,	0,05
$v =$	0,40,	0,35,	0,32,	0,28,	0,25,	0,20
$\frac{s_1'}{s'} =$	0,50,	0,43,	0,39,	0,35,	0,30,	0,25

*) Siehe hierüber Näheres im theoretischen Theile S. 88—91.

Nach geschehener Ausmittlung des grossen Cylinders ergibt sich sodann der Durchmesser des kleinen (Hochdruck-) Cylinders:

$$D' = D\sqrt{\frac{s}{s'} v}$$

Hiebei ist das Verhältniss $\frac{s}{s'}$ der Hublängen beider Cylinder in jedem Falle ein bestimmtes: bei Balancier-Maschinen ist es das Entfernungsverhältniss der Kolbenstangen-Angriffspunkte von der Balancieraxe, bei liegenden Maschinen ist meistens $s' = s$, d. h. das Verhältniss $\frac{s}{s'} = 1$.

Sollte etwa in irgend einem Falle bei einem bestimmten (totalen) Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$, bezogen auf den grossen Cylinder, ein gleichfalls bestimmter Füllungsgrad $\frac{s_1'}{s'}$ des kleinen Cylinders von vorneherein gewünscht werden, so hätte man den Kolbendurchmesser D' des kleinen Cylinders zu ermitteln mittelst der Gleichung

$$D'\sqrt{\frac{s_1'}{s'}} = D\sqrt{\frac{s_1}{s} \cdot \frac{s}{s'}}$$

Es ist sodann

$$v = \frac{s_1}{s} : \frac{s_1'}{s'}$$

Berechnung des Dampfverbrauches (Speisewassermenge) und (bei Condensationsmaschinen) der Injections- oder Kaltwassermenge für eine beliebige Dampfmaschine.

Der Dampfverbrauch oder die Speisewassermenge S einer Dampfmaschine wird für 1 Secunde in Kgr. gerechnet und besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch S_1 und dem Dampfverluste S_2.

Zur Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches S_1 nehme man das bei der Berechnung der Dampfmaschine bereits festgestellte oder aber anderweitig erhobene Product *Ons* und suche in der Tab. IV oder IV' (resp. A. Tab.) den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von F, dann hat man

$$S_1 = Ons \,.\, F$$

Zur Bestimmung des Dampfverlustes S_2 suche man in der Tab. V_a oder V_a' (resp. in Tab. V_b oder V_b') den zu p_1 und $\frac{s_1}{s}$ gehörigen Werth von G, und hat dann mittelst des bekannten (in Meter ausgedrückten) Kolbendurchmessers D (bei Woolf'schen Maschinen jenes des grossen Cylinders):

$$S_2 = G \,.\, D$$

giltig für Maschinen ohne Dampfhemd.

Bei eincylindrigen Dampfhemdmaschinen ,nn man

$$S_2 = 0{,}8\; G \,.\, D$$

und bei den zweicylindrigen (Woolf'schen udgl.) Maschinen

$$S_2 = 0{,}6\ G \,.\, D$$

annehmen.

Sofort ist der Gesammtdampfverbrauch oder die durchschnittliche Speisewassermenge pro Secunde in Kilogramm:

$$S = S_1 + S_2$$

Hieraus ergibt sich der Dampfverbrauch pro Pferd und Stunde in Kgr.

$$C = \frac{3600\ S}{N}$$

Die Injectionswassermenge (Kaltwassermenge) J bei den Condensationsmaschinen gibt für die gewöhnlichen Verhältnisse und für den Zweck der Anwendung mit hinreichender Annäherung die empirische Formel

$$J = 24\ S - 0{,}01\ N$$

(Kilogr. pro Secunde).

Controle der Dampfmaschinen-Berechnung

I. mittelst der Völckers'schen Regel für die Reibungswiderstände allein.

In den Fällen, welche in Bezug auf Schwungradgewicht, Hubverhältniss etc. irgend abnormer Natur sind — und wenn man will auch in anderen Fällen — kann die nach dem Vorhergegangenen vorgenommene Berechnung (wenn auch bereits das Schwungradgewicht ausgemittelt worden ist), controlirt werden, wie folgt:

Man berechne die Nutzspannung

$p_n = 0{,}88\ (P + 0{,}05 - r_0)$ bei den Auspuffmaschinen, oder

$p_n = 0{,}88\ (P + 0{,}10 - r_0)$ bei den Condensationsmaschinen; hiebei ist der Werth von P aus den betreffende

Tabellen III oder III' (resp. A. Tab.) zu entnehmen. Für die Grösse r_0 (Leergangswiderstand) hat man:

$$r_0 = \alpha G + \beta$$

worin G das Schwungradgewicht in Kilogrammen bezeichnet und die numerischen Werthe von α und β aus der Tab. VIII (Tab. Th. S. 47) zu dem jeweiligen Kolbendurchmesser D gehörig zu entnehmen sind.

Hienach ist der Controle-Werth des Productes $O n s$ mittelst

$$O n s = 0{,}218 \frac{N}{p_n} \text{ für die „alte“ Atm.}$$

$$O n s = 0{,}225 \frac{N}{p_n} \text{ für die „neue“ Atm.}$$

zu berechnen und mit dem Ergebnisse der ursprünglichen Berechnung zu vergleichen — eventuell aus diesem Control-Werthe der Kolbendurchmesser D für die bereits festgesetzten Werthe von c und s nochmals zu bestimmen — und wenn nöthig zu corrigiren.

Zur Bestimmung der Nutzleistung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Dampfmaschine hätte man auf Grundlage der in obiger Weise ermittelten Nutzspannung p_n, u. z.

$$N = 4{,}593\, O n s \,.\, p_n \text{ für die „alte“ Atm.}$$

$$N = 4{,}444\, O n s \,.\, p_n \text{ für die „neue“ Atm.}$$

2. Controle der Dampfmaschinenberechnung mittelst der Völckers'schen Regel für die Reibungswiderstände bei gleichzeitiger Berücksichtigung der Grashof'schen Regel für die Pumpenwiderstände bei Condensations-Maschinen.

Bei dieser Controlrechnung muss ausser dem Schwungradgewichte G (Kgr.) auch die Injectionswassermenge J (Kgr. pro Sec.) bereits bestimmt worden sein.

Es ist diessfalls die Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\, (p_b - p_c - r_0).$$

Hiebei ist, wie vordem, zunächst die Leergangswiderstandspannung

$$r_0 = \alpha G + \beta$$

mittelst Tab. VIII. (Tab. Th. S. 47) und sodann die Widerstandsspannung der Luft und Kaltwasserpumpe (nach Grashof)

$$p_c = 0{,}0045\,(h + 13)\,\frac{J}{O\,n\,s}$$

für die Satzhöhe h der Kaltwasserpumpe (Met.) und für den betreffenden Werth von $O\,n\,s = M\,\frac{1}{P}$ zu berechnen.

Die Bruttospannung p_b kann hiebei für die „gewöhnlichen" Dampfmaschinen aus Tab. VI. oder VI'. (Tab. Th. S. 38—41) unmittelbar entnommen werden; für die andern Maschinengattungen hat man mit Hilfe der betreffenden Tabellen über P

$$p_b = P + 0{,}05 \text{ für Auspuff,}$$
$$p_b = P + 0{,}154 \text{ für Condensation.}$$

Der hierauf berechnete Werth

$$p_n = 0{,}88\,(p_b - p_c - r_0)$$

ist zur Controle der Berechnung einer herzustellenden Maschine in die Beziehung

$$O\,n\,s = 0{,}218\,\frac{N}{p_n} \text{ f. d. „alte" Atm.}$$
$$O\,n\,s = 0{,}225\,\frac{N}{p_n} \text{ f. d. „neue" Atm.}$$

einzusetzen, hingegen zur Berechnung des Effectes einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Maschine für den Ausdruck zu benützen:

$$N = 4{,}593\,O\,n\,s\,.\,p_n \text{ f. d. „alte" Atm.}$$
$$N = 4{,}444\,O\,n\,s\,.\,p_n \text{ f. d. „neue" Atm.}$$

2. Kapitel.

Numerische Beispiele über Dampfmaschinenberechnungen.

Berechnung der „gewöhnlichen“ eincylindrigen Maschinen.

Wir berechnen eine eincylindrige Dampfmaschine, welche bei dem normalmässigen (der Zeitdauer nach vorherrschenden) Betriebe eine Leistung von 60 Pferdekräften (sog. Normalleistung) an der Welle zu effectuiren hat, und zwar einmal als Auspuff-, das anderemal als Condensationsmaschine.

In beiden Fällen soll die Maschinenleistung zeitweilig und zwar sodann für längere Zeit (z. B. in den Frühlingsmonaten) auf 80 Pferdekräfte (als Maximalleistung) gesteigert werden können, während in einer andern Jahresperiode die Maschine bloss auf 42 Pferdekräfte (als Minimalleistung) zu beanspruchen wäre.

In jeder der drei Betriebsperioden soll die Beanspruchung der Maschine beziehungsweise auf 80, 60 und 42 Pferdekräfte nur wenig schwanken.

Wir versehen die Maschine mit einer einfach aus freier Hand stellbaren Expansionsvorrichtung, welche Füllungen innerhalb der erforderlichen Grenzen mit möglichster Präcision d. h. durch möglichst raschen Schluss der Dampfcanäle bewirkt; anderweitigen ganz untergeordneten Differenzen der Maschinenleistung in einer gewissen Betriebsperiode einerseits und den etwaigen Schwankungen der

Kesselspannung andererseits soll durch Bethätigung einer Drosselklappe seitens eines Schwungkugelregulators in einfacher Weise Rechnung getragen werden.*)

Wir verfahren nach der Regel für die „Berechnung einer herzustellenden Dampfmaschine“ S. 163.

Die zugehörigen Dampfkessel sollen auf 6 (alte) Atmosphären Ueberdruck geprüft werden, so dass die absolute Kesselspannung in Maximo 7 Atmosphären betragen wird. Unter den obwaltenden Umständen wird eine erheblichere Differenz zwischen der Kesselspannung und der Admissionsspannung zu gestatten sein. (Siehe 3. Erklärung S. 157.) Nehmen wir die letztere beiläufig gleich 0,80 der ersteren (0,80 × 7) an, und abgerundet sei die absolute Admissionsspannung

$$p_1 = 5\,{}^1\!/_2 \text{ (alte) Atmosph.}$$

Die Normalleistung

$$N = 60 \text{ Pfdkft.}$$

wird bei der ökonomisch günstigsten Füllung anzustreben sein; als solche finden wir für mittlere Verhältnisse in Bezug auf Stärke des Maschinenbetriebes, Brennmaterial- und Maschinenbeschaffungs-Kosten mit Rücksicht auf die 1. Erklärung S. 152 und mit Hilfe der betreffenden Tab. L1 (Tab. Th. S. 4) für die Auspuffmaschine abgerundet

$$\frac{s_1}{s} = 0,3,$$

für die Condensationsmaschine

$$\frac{s_1}{s} = 0,2.$$

Die Umgangszahl der Maschine mag freigegeben werden, weil vermöge derselben die Transmission zu den arbeitenden

*) Natürlich wäre, wenn die Beanspruchung der Maschine vermöge der hiedurch bethätigten arbeitenden Mechanismen innerhalb weiterer Grenzen und unregelmässig variiren würde, eine Vorrichtung für selbstthätig variable Expansion (durch den Regulator zu bethätigen) vorzuziehen, wovon später.

Mechanismen eingerichtet werden soll. Jedoch soll diese einmal festgestellte Umgangszahl bei beliebiger Beanspruchung der Maschine die gleiche sein.

Berechnung der Auspuffmaschine.

Gegeben:

als Normalleistung $N = 60$ Pfdkft.,

Admissions-Spannung $p_1 = 5\,{}^1/_2$ Atm. (alt),

Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$.

Nach Regel S. 164 weiter verfahrend finden wir für die Formel

$$Ons = M . \frac{1}{P}$$

zunächst in Tab. II *a)* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig:

$$M = 15{,}48,$$

sodann in Tab. III. (Tab. Th. S. 11, für eine Maschine ohne Dampfhemd) zu $p_1 = 5\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig:

$$\frac{1}{P} = 0{,}4171$$

und erhalten

$$Ons = 15{,}48 \times 0{,}4171 = 6{,}456.$$

Da kein Grund vorhanden ist, die Kolbengeschwindigkeit abnorm gross oder klein anzunehmen, so halten wir uns in dieser Beziehung beiläufig an die 2. Erklärung S. 155 und die betreffende Tab. I_2. (Tab. Th. S. 5), in welcher wir bei $N = 60$ Pfdkft. $ns = 47{,}5$ und mit Benützung des diessfälligen Correctionscoëfficienten $\varphi = 1{,}04$ (für $p_1 = 5\,{}^1/_2$ und $\frac{s}{D} = 2$, S. 156): $ns = 1{,}04 \times 47{,}5 = 49{,}4$ Met. finden, wofür wir abgerundet

$$ns = 30\,c = 48^{\,m},$$

d. h. $c = 1{,}6^{\,m}$) annehmen wollen.

Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{6{,}456}{48} = 0{,}1345 \,\square^{\,\mathrm{m}}.$$

Gemäss 4. Erklärung S. 157 ist mit 3% Zuschlag auf den Querschnitt der beiderseits durchgehenden Kolbenstange die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}1385 \,\square^{\,\mathrm{m}}.$$

Hiezu gibt die Hilfstabelle IX. (Tab. Th. S. 49 . . .) den Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}42^{\,\mathrm{m}},$$

welche Zahl an sich hinlänglich abgerundet ist, und für die Ausführung beibehalten werden kann.

Zur Bestimmung des Kolbenhubes s und der Umgangszahl n kann man (nach der 4. Erklärung S. 159 weiter verfahrend) in dem vorliegenden Falle

$$s = 0{,}80^{\,\mathrm{m}}$$

(von 2 D nicht sehr verschieden) annehmen.

Hienach ergibt sich aus dem bereits festgesetzten Werthe $ns = 48^{\,\mathrm{m}}$ die Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{48}{0{,}8} = 60 \text{ pro 1 Min.}$$

Die Hauptdimensionen und der Gang der Auspuffmaschine sind demnach durch die folgenden Grössen bestimmt:

$$N = 60 \text{ Pfdkft.},$$
$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}3,$$
$$Ons = 6{,}456,$$
$$D = 0{,}42^{\mathrm{m}},$$
$$s = 0{,}80^{\mathrm{m}},$$
$$n = 60.$$

Bemerkung. Wir wollen diese Berechnung nach der Völckers-schen Regel für die Reibungswiderstände controliren. Diese Maschine würde für den gewöhnlich verlangten Gleichförmigkeitsgrad des Ganges einen Schwungring von 1880 Kgr. Gewicht bei $3^1/_2$ Met. (äusserem) Durchmesser erfordern. (Diese Grössen können den später zu besprechenden Schwungradberechnungstabellen entnommen werden.) Nehmen wir mit Rücksicht auf Arme, Nabe und Welle

$$G = 2700 \text{ Kgr.}$$

Nach der Control-Regel 1. S. 170 ist die auszumittelnde Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\,(P + 0{,}05 - r_0),$$

hiebei ist der Leergangswiderstand in Atmosphären

$$r_0 = \alpha\, G + \beta,$$

wobei für den Kolbendurchmesser $D = 0{,}42^m$ gemäss der Tabelle VIII (Tab. Th. S. 47)

$$\alpha = 0{,}0000261$$
$$\beta = 0{,}0595.$$

Dadurch ergibt sich

$$r_0 = 0{,}0705 + 0{,}0595 = 0{,}1300 \text{ Atm.}$$

Es ist ferner gemäss Tab. III. (Tab. Th. S. 11) zu $p_1 = 5^1/_2$ Atm. und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig $P = 2{,}398$, hiemit ist nach obiger Formel

$$p_n = 0{,}88\,(2{,}398 + 0{,}05 - 0{,}1300) = 0{,}88 \times 2{,}318 = 2{,}040 \text{ Atm.}$$

Hieraus folgt der Controlwerth

$$O n s = 0{,}218 \frac{N}{p_n} = 0{,}218 \frac{60}{2{,}040} = 6{,}412,$$

welcher Werth von dem oben gefundenen (6,456) wohl so viel als gar nicht verschieden ist.

Berechnung der Condensations-Maschine.

Gegeben:

als Normalleistung $N = 60$ Pfdkft.,
Admissionsspannung $p_1 = 5^1/_2$ Atm. (alt),
Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}2.$

Nach Regel S. 164 verfahrend finden wir für die Formel

$$O n s = M \cdot \frac{1}{P}$$

zunächst in Tab. II. $_a$. (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48,$$

sodann in Tab. III'. (Tab. Th. S. 13, für eine Maschine ohne Dampfhemd) zu $p_1 = 5\frac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}3964$$

und erhalten

$$O n s = 15{,}48 \times 0{,}3964 = 6{,}135.$$

Wir nehmen wie vorhin bei der Auspuffmaschine $c = 1{,}6^m$, d. h.

$$n s = 30 c = 48^m$$

hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s} = \frac{6{,}135}{48} = 0{,}1278 \square^m.$$

Mit 3% Zuschlag wegen der Kolbenstange ist die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\ O = 0{,}1316 \square^m.$$

Hiezu gibt die Hilfstabelle IX (Tab. Th. S. 49) den Kolbendurchmesser $D = 0{,}409^m$, welchen wir auf

$$D = 0{,}41^m$$

abrunden wollen.

Wir nehmen der Uebereinstimmung halber — wie vorhin bei der Auspuffmaschine — den Kolbenhub

$$s = 0{,}80^m$$

und es ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{n s}{s} = \frac{48}{0{,}80} = 60 \text{ pro 1 Min.}$$

Die Hauptdimensionen und der Gang der Condensationsmaschine sind demnach durch folgende Grössen bestimmt:

$$N = 60 \text{ Pfdkft.},$$
$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$
$$O n s = 6{,}135$$
$$D = 0{,}41^m,$$
$$s = 0{,}80$$
$$n = 60.$$

1. Bemerkung.

Wir wollen auch diese Berechnung zunächst nach der Völckers-schen Regel für die passiven Maschinenwiderstände an und für sich controliren.

Hienach ist (S. 170) die Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\,(P + 0{,}1 - r_0).$$

Die Maschine würde ein Schwunggewicht von 2211 Kgr. bei $3^1/_2$ Met. Durchmesser erfordern (wegen der höheren Expansion ein schwereres Schwungrad als die gleich starke Auspuffmaschine). Wir nehmen mit Rücksicht auf die Arme etc.

$$G = 3200 \text{ Kgr.}$$

Es ist zunächst in der Formel

$$r_0 = \alpha G + \beta$$

gemäss Tab. VIII (Tab. Th. S. 47) für $D = 0{,}41$ zu setzen:

$$\alpha = 0{,}0000274$$
$$\beta = 0{,}0610,$$

hiemit ergibt sich

$$r_0 = 0{,}088 + 0{,}061 = 0{,}149.$$

Es ist ferner gemäss Tab. III. (Tab. Th. S. 13) zu $p_1 = 5^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

$$P = 2{,}523;$$

hienach erhält man

$$p_n = 0{,}88\,(2{,}623 - 0{,}149) = 2{,}177 \text{ Atm.}$$

Es ist sonach der Controlwerth

$$O\,n\,s = 0{,}218\,\frac{N}{p_n} = 0{,}218\,\frac{60}{2{,}177} = 6{,}008.$$

Dieser von dem obigen (6,135) etwas abweichende Werth würde unter den gleichen Verhältnissen auf einen Kolbendurchmesser von $0{,}406^m$ (anstatt des obigen $0{,}409^m$) führen, welchen man wohl, wie vorher auf $0{,}41^m$ abrunden würde.

2. Bemerkung.

Wir wollen aber nun auch die Controle obiger Berechnung mittelst r Völckers'schen Regel für die Reibungswiderstände bei gleichzeitiger erücksichtigung der Grashof'schen Regel für die Pumpenwiderstände ollführen.

Man hat diesfalls gemäss S. 171 die Nutzspannung in der Form

$$p_n = 0{,}88\,(p_b - p_c - r_0)$$

zumitteln.

Hiebei ist, wie vordem, für

$$G = 3200 \text{ Kgr. und } D = 0{,}41^{m}$$

mit Hilfe der Tab. VIII. (Tab. Th. S. 47)

$$r_0 = \alpha G + \beta = 0{,}149;$$

für die nach Grashof sich ergebende Formel

$$p_c = 0{,}0045\,(h + 13)\,\frac{J}{O n s}$$

müssen wir die Injectionswassermenge J ausgemittelt haben; dieselbe ergibt sich für den vorliegenden Fall auf nächstfolgender S. 182

$$J = 5 \text{ Kgr. pro Sec.}$$

Wir setzen für die Satzhöhe der Kaltwasserpumpe den auch im Vorhergehenden stillschweigend angenommenen Werth

$$h = 10^{m}$$

während nach obiger Berechnung das Product

$$O n s = 6{,}135.$$

Hiemit ergibt sich

$$p_c = 0{,}0045 \times 23\,\frac{5}{6{,}135} = 0{,}084\ ^{*}).$$

Die Bruttospannung p_b finden wir in Tab. VI'. (Tab. Th. S. 40) zu

$$p_1 = 5^1/_2 \text{ und } \frac{s_1}{s} = 0{,}2 \text{ gehörig:}$$

$$p_b = 2{,}677.$$

Mit den ermittelten Werthen von p_b, p_c und r_0 ergibt sich nach obiger Formel die Nutzspannung

$$p_n = 0{,}88\,(2{,}677 - 0{,}084 - 0{,}149) = 2{,}151.$$

Hiemit ist der zu controlirende Werth des Productes

$$O n s = 0{,}218\,\frac{N}{p_n} = 0{,}218\,\frac{60}{2{,}151} = 6{,}081.$$

---

*) Nach Völckers ergibt sich für $h = 10^{m}$

$$p_c = 0{,}034 + 0{,}002\,h = 0{,}054,$$

also bedeutend weniger (als 0,084), wodurch es gerechtfertigt erscheint, dass bei Feststellung der Hilfsgrösse α, für welche diese Völckers'sche Formel behufs der gewünschten Vereinfachung als Anhaltspunkt genommen wurde, die (hinderlich Vorderdampfspannung für Auspuff bloss um 0,05 Atm., f Condensation aber 0,10 Atm. höher angeschlagen wurde; es i nämlich hiedurch der Völckers'schen etwas knappen Angabe Betreff der Spannung p_c bei Condensationsmaschinen Rechnu getragen worden.

Dieser Werth von Ons würde bei der oben festgesetzten Grösse $ns = 48^m$ zu dem Kolbendurchmesser $D = 0{,}408^m$ führen, welcher von dem ursprünglich in einfachster Weise berechneten (0,409) so viel als gar nicht abweicht, und gleich diesem auf $0{,}41^m$ abzurunden wäre.

Es darf hiemit wohl als erwiesen angesehen werden, dass die obige höchst einfache Berechnungsweise in allen Fällen, die nicht etwa ganz abnormer Natur sind, die Controle gut besteht und daher mit ganzem Vertrauen zur Anwendung kommen kann. Eine Controlrechnung ist übrigens in allen Fällen vielmehr nach anderer Richtung sehr wohlthätig, nämlich zum Eruiren eines etwaigen selbstgemachten Rechnungsfehlers.

Dampfverbrauch der berechneten Auspuffmaschine von 60 Pfdkr.

Es ist nach Regel S. 169 zunächst der nutzbare Dampfverbrauch pro Sec.

$$S_1 = Ons \,.\, F$$

Hiebei gemäss geschehener Berechnung

$$Ons = 6{,}456$$

und gemäss Tab. IV. *a.* (Tab. Th. S. 20) zu $p_1 = 5\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

$$F = 0{,}03128,$$

hiemit

$$S_1 = 6{,}456 \times 0{,}03128 = 0{,}2019 \text{ Kgr.}$$

Es ist ferner der Dampfverlust pro 1 Sec.

$$S_2 = G \,.\, D,$$

hiebei gemäss Obigem

$$D = 0{,}42^m$$

und gemäss Tab. V. *a.* (Tab. Th. S. 24) zu $p_1 = 5\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

$$G = 0{,}2050,$$

hiemit

$$S_2 = 0{,}2050 \times 0{,}42 = 0{,}0861 \text{ Kgr.}$$

Daher der Gesammtdampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2880 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 17{,}28 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Dampfverbrauch der berechneten Condensations-Maschine von 60 Pfdkft.

Für den nutzbaren Dampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S_1 = Ons \,.\, F$$

ist gemäss obiger Berechnung

$$Ons = 6{,}135$$

und gemäss Tab. IV'a (Tab. Th. S. 21) zu $p_1 = 5\frac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

$$F = 0{,}02362,$$

hiemit

$$S_1 = 6{,}135 \times 0{,}02362 = 0{,}1449 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust pro 1 Sec.

$$S_2 = G \,.\, D$$

ist gemäss Obigem

$$D = 0{,}41^m$$

und gemäss Tab. V'a (Tab. Th. S. 25) zu $p_1 = 5\frac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

$$G = 0{,}2143,$$

hiemit

$$S_2 = 0{,}2143 \times 0{,}41 = 0{,}0879 \text{ Kgr.}$$

daher der Gesammtdampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2328 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 13{,}97 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Gegen den Dampfverbrauch der äquivalenten Auspuffmaschine ist dies ca. 81% d. h. um 19,2% (des dortigen Dampfverbrauches) weniger.

Schliesslich ergibt sich die Injections- oder Kaltwassermenge J hinlänglich genau mittelst der Formel

$J = 24\,S - 0{,}01\,N = 5$ Kgr. oder Liter pro Secunde

Bestimmung der Leistung der eben berechneten Maschinen bei halber Füllung (d. i. bei 2facher Expansion) und ungeänderter Admissionsspannung von $5^1/_2$ Atm.

Diese Bestimmung kann in dem vorliegenden Falle zu dem Zwecke von Interesse sein, um nachzusehen, ob es genügen wird, die stellbare Expansionsvorrichtung auf

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}5$$

als Maximalfüllung einzurichten.

Gemäss Regel α, S. 165 ist diesmal die Grösse

$$M = Ons \,.\, P$$

zu ermitteln.

Es ist zunächst für die Auspuffmaschine laut Berechnung

$$Ons = 6{,}456$$

und laut Tab. III (Tab. Th. S. 10) zu $p_1 = 5^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}5$ gehörig

$$P = 3{,}349,$$

hiemit ergibt sich

$$M = 6{,}456 \times 3{,}349 = 21{,}62.$$

Zu diesem Werthe von M gehörig finden wir in Tab. II.a. (Tab. Th. S. 6.)

$$N = 85 \text{ Pfdkft.}$$

als die gesuchte Leistung bei halber Füllung.

Für die Condensationsmaschine haben wir

$$Ons = 6{,}135$$

festgesetzt und finden in Tab. III′ (Tab. Th. S. 12) zu $p_1 = 5^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}5$ gehörig

$$P = 4{,}145,$$

hiemit ergibt sich

$$M = 6{,}135 \times 4{,}145 = 25{,}43.$$

Zu diesem Werthe von M gibt Tab. II.a. (Tab. Th. S. 7) die fragliche Leistung

$$N = 100 \text{ Pfdkft.}$$

Da die Maschine bei gesteigertem Betriebe bloss 80 Pferdestärken (als Maximalleistung) wirklich hervorzubringen hat, so sind wir durch Einrichtung derselben mit höchstens halber Füllung in beiden Fällen (Auspuff und Condensation) hinreichend gedeckt.

Bestimmung der Füllung, mit welcher die in Betracht gezogene Maschine die für reducirten Betrieb hinreichende Leistung von 42 Pfdkft. bei ungeänderter Admissionsspannung geben würde.

Gemäss Regel β, S. 165 haben wir diessfalls

$$P = \frac{M}{Ons}$$

zu ermitteln. Hiebei ist gemäss Tab. II.a. (Tab. Th. S. 6) zu $N = 42$ gehörig

$$M = 11{,}00.$$

Für die Auspuffmaschine ist bei ihrer Berechnung

$$Ons = 6{,}456$$

und für die Condensationsmaschine

$$Ons = 6{,}135$$

festgesetzt worden.

Hiemit ergibt sich für die Auspuffmaschine

$$P = \frac{11{,}00}{6{,}456} = 1{,}704.$$

Suchen wir diesen Werth in Tab. III. (Tab. Th. S. 11) Zeile $p = 5\,^1/_2$, so finden wir mit demselben hinreichend übereinstimmend den Werth 1,727, welchem (im Scheitel der Tabelle) $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ entspricht, welche Füllung sonach zur Entwicklung von 42 Pfdkft. (genauer $42\,^1/_2$ Pfdkft.) bei gleichbleibender Admissionsspannung erforderlich ist.

Für die Condensationsmaschine ergibt sich

$$P = \frac{11{,}00}{6{,}135} = 1{,}793.$$

Diesen Werth finden wir in der Zeile $p_1 = 5\,^1/_2$ der Tab. III'. (Tab. Th. S. 13) so ziemlich mitten zwischen den dortigen Werthen 1,901 und 1,670 enthalten, welchen die Füllungen 0,125 und 0,10 entsprechen, so dass die fragliche (zur Entwicklung von 42 Pfdkft. bei ungeänderter Admissionsspannung nothwendige) Füllung 0,112 oder abgerundet $^1/_9$ betragen wird.

Bestimmung der Admissionsspannung, mit welcher die in Betracht gezogene Maschine die für reducirten Betrieb hinreichende Leistung von 42 Pfdkft. bei ungeänderter Füllung (0,3 resp. 0,2) geben würde.

Auch zur Beantwortung dieser Frage haben wir gemäss Regel γ, S. 166

$$P = \frac{M}{Ons}$$

zu bestimmen.

Hiebei ist laut Tab. II. a. (Tab. Th. S. 6) zu $N = 42$ gehörig

$$M = 11{,}00,$$

ferner laut obiger Berechnung für die Auspuffmaschine

$$Ons = 6{,}456$$

und für die Condensationsmaschine

$$Ons = 6{,}135,$$

hiemit ergibt sich wie eben zuvor für die Auspuffmaschine

$$P = \frac{11{,}00}{6{,}456} = 1{,}704.$$

Suchen wir diesen Werth in Tab. III. (Tab. Th. S. 11) Spalte $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$, so finden wir demselben am nächsten den Werth 1,753 in der Zeile $p_1 = 4\,^1/_2$, welche Admissionsspannung zur Entwicklung von 42 Pfdkft. (genauer 43,5 Pfdkft.) anzuwenden, und durch Herabsetzung der Kesselspannung oder durch Drosslung am Admissionsventil zu erzielen wäre.

Für die Condensationsmaschine ergibt sich in ganz gleicher Weise

$$P = \frac{11,00}{6,135} = 1,793.$$

Dieser Zahl steht in Tab. III.' (Tab. Th. S. 13), Spalte $\frac{s_1}{s} = 0,2$ am nächsten 1,738 entsprechend der Admissionsspannung $p_1 = 4$ Atm., mit welcher also nahezu die in Rede stehende Leistung von 42 Pfdkft. (genauer nur 40 $^1/_2$ Pfdkft.) bei ungeänderter Füllung zu erzielen wäre.

Ermittlung des Dampfverbrauches bei reducirtem Maschinenbetriebe einerseits durch Verkleinerung der Füllung, andererseits durch Verkleinerung der Admissionsspannung. Nachtheil der Dampfdrosslung gegenüber der Aenderung der Füllung.

a) Für die Auspuffmaschine.

Aus den letzten zwei Absätzen geht hervor, dass die in Betracht gezogene Auspuffmaschine, (welche bei 0,3 Füllung und 5 $^1/_2$ Atm. abs. Admissionsspannung 60 Pfdkft. effectuirt) einerseits bei ungeänderter Spannung

$$p_1 = 5\,^1/_2 \text{ Atm.}$$

und bei der Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0,2$$

eine Leistung

$$N = 42,5 \text{ Pfdkft.}$$

gibt, und dass dieselbe andererseits bei ungeänderter Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0,3$$

und bei der Spannung

$$p_1 = 4\,^1/_2 \text{ Atm.}$$

eine Leistung

$$N = 43\,^1/_2 \text{ Pfdkft.}$$

effectuirt.

Wir fragen nach dem Dampfverbrauch pro Pferd und Stunde auf der einen und der anderen Seite.

Es ist beiderseits

$$Ons = 6{,}456$$

und

$$D = 0{,}42^{\mathrm{m}}.$$

Nun finden wir einerseits zu $p_1 = 5\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

in Tab. IV. *a.* (Tab. Th. S. 20) $F = 0{,}02165$,
in Tab. V. *a.* (Tab. Th. S. 24) $G = 0{,}1746$.

Hiemit ergibt sich gemäss Regel S. 169

$$S_1 = Ons . F = 6{,}456 \times 0{,}02165 = 0{,}1398 \text{ Kgr.},$$
$$S_2 = G . D = 0{,}1746 \times 0{,}42 = 0{,}0733 \text{ Kgr.},$$

daher der Dampfverbrauch pro Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2131 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600\, S}{N} = \frac{3600\, S}{42{,}5} = 18{,}05 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Wir finden sodann andererseits zu $p_1 = 4\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

in Tab. IV. *a.* (Tab. Th. S. 20) $F = 0{,}02546$,
in Tab. V. *a.* (Tab. Th. S. 24) $G = 0{,}1759$;

hiemit ergibt sich

$$S_1 = Ons . F = 6{,}456 \times 0{,}02546 = 0{,}1644 \text{ Kgr.},$$
$$S_2 = G . D = 0{,}1759 \times 0{,}42 = 0{,}0739 \text{ Kgr.},$$

daher der Dampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2383 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600\, S}{N} = \frac{3600\, S}{43{,}5} = 19{,}72 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Wenn wir also der geringeren Leistung der Maschine durch angemessene Verkleinerung der Füllung entsprechen,

verbrauchen wir 18,05 Kgr. Dampf pro Pferd und Stunde; wenn wir hingegen jene geringere Leistung durch Sinkenlassen der Admissionsspannung herbeiführen, so verbrauchen wir 19,72 Kgr. Dampf pro Pferd und Stunde; dies ist 1,093 des ersteren Dampfverbrauches, d. h. um 9,3 % mehr Dampf auf Seite der geringeren Spannung, als auf Seite der geringeren Füllung. Ist die letztere aber nicht zu ermöglichen (bei fixer Expansion), so wird man doch ein minder ungünstiges Betriebsresultat erzielen, wenn man hoch heizt und entsprechend drosselt, als wenn man niedrig heizt d. h. die Kesselspannung bei minderer Beanspruchung der Maschine sinken lässt.

b. Für die Condensationsmaschine.

Die in Betracht gezogene Maschine, welche bei 0,2 Füllung und $5\,^1/_2$ Atm. absoluter Admissionsspannung 60 Pferde stark ist, würde nach Vorausgegangenem einerseits bei ungeändeter Spannung

$$p_1 = 5\,^1/_2 \text{ Atm.}$$

und bei der Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}112$$

eine Leistung

$$N = 42 \text{ Pfdkft.},$$

andererseits bei ungeänderter Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

und bei der Spannung

$$p_1 = 4 \text{ Atm.}$$

eine Leistung

$$N = 40{,}5 \text{ Pfdkft.}$$

effectuiren; und es ist beiderseits

$$Ons = 6{,}135,$$
$$D = 0{,}41^{\text{m}}.$$

Nun finden wir einerseits zu $p_1 = 5^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}112$ gehörig (durch Interpolation)

in Tab. IV.'a. (Tab. Th. S. 21) $F = 0{,}01520$,
in Tab. V.'a. (Tab. Th. S. 25) $G = 0{,}1821$,

hiemit ergibt sich (nach Regel S. 169)

$$S_1 = Ons.F = 6{,}135 \times 0{,}01520 = 0{,}0933 \text{ Kgr.}$$
$$S_2 = G.D = 0{,}1821 \times 0{,}41 = 0{,}0747 \text{ Kgr.}$$

daher der Dampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1680 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600 S}{N} = \frac{3600 S}{42} = 14{,}40 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Wir finden sodann andererseits zu $p_1 = 4$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig:

in Tab. IV.'a. (Tab. Th. S. 21) $F = 0{,}01740$,
in Tab. V.'a. (Tab. Th. S. 25) $G = 0{,}1802$,

hiemit ergibt sich

$$S_1 = Ons.F = 6{,}135 \times 0{,}01740 = 0{,}1068 \text{ Kgr.,}$$
$$S_2 = G.D = 0{,}1802 \times 0{,}41 = 0{,}0739 \text{ Kgr.,}$$

daher der Dampfverbrauch pro 1 Sek.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1807 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600 S}{N} = \frac{3600 S}{40{,}5} = 16{,}06 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Das ist 1,116 des obigen Dampfverbrauches d. h. um 11,6 % mehr Dampf auf Seite der geringeren Spannung als .uf Seite der geringeren Füllung. Man sieht, dass die)rosslung und viel mehr noch das Sinkenlassen der Kessel- annung gegenüber der Aenderung der Füllung bei der)ndensationsmaschine in einem noch höheren Grade striebsnachtheilig ist, als bei der Auspuffmaschine.

Berechnung der vorangehend behandelten Dampfmaschinen von 60 Pfdk. als Dampfhemd-Maschinen.

Diese Berechnung wird sich von der vorangegangenen nur dadurch unterscheiden, dass wir hier das einfache Mariotte'sche Gesetz als giltig annehmen, und ausserdem den Dampfverlust nach Angabe der Tabellen entsprechend geringer schätzen, als bei einer Maschine ohne Dampfhemd.

Die Auspuffmaschine von 60 Pfdk. als Dampfhemdmaschine.

Gegeben wie zuvor (S. 175):

$$N = 60 \text{ Pfdk.},$$
$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}3.$$

Nach der Regel S. 164 verfahrend finden wir für die Formel

$$O n s = M \cdot \frac{1}{P}$$

zunächst in Tab. II. *a.* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48$$

sodann in Tab. III. *m.* (Tab. Th. S. 15) zu $p_1' = 5\tfrac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}4032$$

und erhalten

$$O n s = 15{,}48 \times 0{,}4032 = 6{,}241.$$

Indem wir den vorhin (S. 175) angenommenen Werth

$$ns = 30\,c = 48^{\text{m}}$$

(d. h. $c = 1{,}6^{\text{m}}$) beibehalten, ergibt sich die wirksai Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{ns} = \frac{6{,}241}{48} = 0{,}1300 \ \square^{\text{m}}$$

Gemäss der 4. Erklärung S. 157 ist mit 3% Zuschlag auf den Querschnitt der beiderseits durchgehenden Kolbenstange die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}1339 \,\square^m$$

Hiezu gibt Tab. IX. (Tab. Th. S. 49) den Kolbendurchmesser $D = 0{,}413^m$, welcher auf

$$D = 0{,}41^m$$

abgerundet werden kann.

Wir nehmen, wie vorhin, den Hub

$$s = 0{,}80^m$$

an und erhalten als Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{48}{0{,}80} = 60 \text{ pro 1 Min.}$$

Die Hauptdimensionen und der Gang der Dampfhemd-Maschine mit Auspuff sind demnach durch die folgenden Grössen bestimmt

$$N = 60 \text{ Pfdk.}$$
$$p_1 = 5^1/_2 \text{ Atm. (alt)}$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}3$$
$$Ons = 6{,}241$$
$$D = 0{,}41^m$$
$$s = 0{,}80^m$$
$$n = 60$$

Wir rechnen auch gleich ihren Dampfverbrauch.

Gemäss Regel S. 169 ist zunächst der nutzbare Dampfverbrauch pro Sec.

$$S_1 = Ons \,.\, F$$

hiebei ist gemäss obiger Berechnung

$$Ons = 6{,}241$$

und gemäss Tab. IV. *a.* (Tab. Th. S. 20) zu $p_1 = 5^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

$$F = 0{,}03128$$

Hiemit ergibt sich

$$S_1 = 6{,}241 \times 0{,}03128 = 0{,}1952 \text{ Kgr.}$$

Der Dampfverlust ist gemäss Bemerkung auf S. 25 des Tab. Th. bei den Dampfhemdmaschinen

$$S_2 = 0{,}8\, G\, D,$$

hiebei gibt dortige Tab. V.*a*. S. 24 zu $p_1 = 5\tfrac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gehörig

$$G = 0{,}2050$$

während nach Obigem

$$D = 0{,}41^m$$

daher

$$S_2 = 0{,}8 \times 0{,}2050 \times 0{,}41 = 0{,}0672 \text{ Kgr.}$$

hiemit ergibt sich der Gesammt-Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2624 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pferdekraft und Stunde

$$C = \frac{3600\, S}{N} = 15{,}74 \text{ Kgr. Dampf.}$$

(Ohne Dampfhemd ergab sich auf S. 181: $C = 17{,}28$ Kgr. d. i. auf Seite der Dampfhemdmaschine um 9% weniger.)

Die Condensationsmaschine von 60 Pfdk. als Dampfhemdmaschine.

Gegeben, wie zuvor (S. 177)

$$N = 60 \text{ Pfdk.}$$

$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)}$$

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

für

$$O\, n s = M \cdot \frac{1}{P}.$$

$$M = 15{,}48 \text{ (Tab. Th. S. 6)}$$

$$\frac{1}{P} = 0{,}3855 \text{ (Tab. Th. S. 17)}$$

$$O\, n\, s = 15{,}48 \times 0{,}3855 = 5{,}967$$

$$ns = 30\, c = 48^m \text{ (wie vorher)}$$

$$O = \frac{O\, n\, s}{ns} = \frac{5{,}967}{48} = 0{,}1243 \,\square^m$$

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}1280 \,\square^m$$

Hiezu (Tab. Th. S. 49)

$$D = 0{,}404^m$$

$$s = 0{,}80^m;\; n = \frac{ns}{s} = \frac{48}{0{,}80} = 60 \text{ pro 1 Min.}$$

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = \sigma n s \, . \, F$$

$$F = 0{,}02362$$

$$S_1 = 5{,}967 \times 0{,}02362 = 0{,}1409 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust (Tab. Th. S. 25)

$$S_2 = 0{,}8 \, GD$$

$$G = 0{,}2143$$

$$S_2 = 0{,}8 \times 0{,}2143 \times 0{,}404 = 0{,}0693 \text{ Kgr.}$$

zusammen

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}2102 \text{ Kgr. pro Sec.}$$

d. i.

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 12{,}61 \text{ Kgr. pro Pfdk. u. Stunde.}$$

(Ohne Dampfhemd ergab sich auf S. 182: $C = 13{,}97$ Kgr., d. i. auf Seite der Dampfhemdmaschine um nahe 10% weniger.)

Beispiele der Dampfmaschinenberechnung bei vorgeschriebener abnorm kleiner oder abnorm grosser Umgangszahl.

I. Die vorgeschriebene Umgangszahl ist abnorm klein.

Es sei analog der vorhergehends gelösten Aufgabe eine Condensations-Maschine für die Normalleistung $N = 60$ Pfdkft. zu berechnen, welche Leistung jedoch bei der (aus irgend einer Rücksicht vorgeschriebenen) Umgangszahl

$$n = 30 \text{ pro Min.}$$

erzielt werden soll.

Wir nehmen wie vordem die abs. Admissionsspannung

$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)}$$

ınd die Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

ır Hervorbringung jener Normalleistung in Rechnung.

Für die Formel

$$Ons = M \cdot \frac{1}{P}$$

ist auch diesfalls gemäss Tab. II. *a* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48$$

und gemäss Tab. III' (Tab. Th. S. 13) zu $p_1 = 5\frac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}3964.$$

Hiemit ergibt sich

$$Ons = 15{,}48 \times 0{,}3964 = 6{,}135.$$

Würden wir wie vorher die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}6^m$ mithin das Product $ns = 30\,c = 48^m$ annehmen, so käme man abermals auf einen Kolbendurchmesser $D = 0{,}41^m$; da jedoch in diesem Falle die Umgangszahl $n = 30$ vorgeschrieben ist, so ergäbe sich wegen des angenommenen Werthes $ns = 48^m$ der Kolbenhub

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{48}{30} = 1{,}6^m$$

Dieser Hub erschiene allerdings für den berechneten Kolbendurchmesser $D = 0{,}41^m$ zu gross. Um auf einen etwas kleineren Hub zu kommen, muss man die Kolbengeschwindigkeit mässigen, indem man z. B. $c = 1{,}3^m$ (anstatt $1{,}6^m$) annimmt; sodann ist

$$ns = 30\,c = 39^m$$

und es ergibt sich nunmehr

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{6{,}135}{39} = 0{,}1573 \,\square^m$$

Mit 3% Zuschlag auf den Kolbenstangenquerschnitt ist die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}1620 \,\square^m,$$

hiezu gibt die Hilfstabelle IX. (Tab. Th. S. 49) den Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}454^{m},$$

der Kolbenhub ist sodann

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{39}{30} = 1{,}3^{m},$$

derselbe beträgt zwar noch immer fast das 3fache des Kolbendurchmessers, wäre aber in diesem abnormen Falle immerhin annehmbar.

2. Die vorgeschriebene Umgangszahl ist abnorm gross.

Es sei für die in Betracht gezogene normale Leistung $N = 60$ Pfdkft. einer Condensations-Maschine die Umgangszahl

$$n = 80$$

aus irgend einer Rücksicht vorgeschrieben. Wir nehmen abermals

$$p_1 = 5\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)},$$

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

und erhalten ungeändert

$$Ons = M \cdot \frac{1}{P} = 6{,}135.$$

Würden wir bei der ursprünglich angenommenen Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}6^{m}$ verharren, so kämen wir auch auf den ursprünglich bestimmten Kolbendurchmesser $D = 0{,}41^{m}$. Der Kolbenhub ergäbe sich aber nunmehr

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{48}{80} = 0{,}60^{m}$$

Sollte uns dieser Hub zu klein erscheinen, so müsste die

Kolbengeschwindigkeit gesteigert werden, indem man etwa $c = 2^m$ mithin

$$ns = 30\,c = 60^m$$

annimmt. Hiemit ergäbe sich

$$O = \frac{O\,n\,s}{n\,s} = \frac{6{,}135}{60} = 0{,}1023\,\square^m$$

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}1054\,\square^m$$

Hiezu ergibt sich (abgerundet) der Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}37^m$$

Der Kolbenhub wäre nun

$$s = \frac{n\,s}{n} = \frac{60}{80} = 0{,}75^m$$

— zu dem Kolbendurchmesser gut passend.

Beispiel der Berechnung einer Dampf-Maschine nach Corliss-, Sulzer- oder dgl. System.

Zum Betriebe einer Werkstätte soll eine Corliss-Maschine, beziehungsweise eine Sulzer- oder dgl. Maschine derart berechnet werden, dass dieselbe bei vollem Betriebe eine Leistung von $N = 60$ Pfdkft. hervorbringe; beim Ausspannen einzelner Arbeitsmaschinen wird die Mässigung dieser Leistung bei constanter Umgangszahl durch die jenen Maschinen eigenthümliche Vorrichtung für variable Expansion besorgt.

Die zugehörigen Dampfkessel mögen auf $5\,^1/_2$ Atm. Ueberdruck, d. i. auf $p = 6\,^1/_2$ Atm. absolut geprüft werden; wir nehmen die absolute Admissionsspannung mit Rücksicht auf die 3. Erklärung S. 157 etwa $= 0{,}93\,p = 6{,}07$ und setzen abgerundet

$$p_1 = 6 \text{ Atm. (alt)};$$

mit dieser Spannung sollen die angegebenen 60 Pfdkft. i·

Befolgung des Tabellchens S. 155 bei 8facher Expansion, also bei der Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}125$$

erreicht werden. Bei minderer Beanspruchung der Maschine sinkt diese Füllung um ein Entsprechendes, und sollten etwa mit der Zeit noch einige Arbeitsmaschinen angehängt werden, so ist diese Füllung immerhin einer Steigerung wohl fähig.

I. Berechnung der Corliss- oder dgl. Maschine mit dem Minimum an schädlichem Raume ($m = 0{,}015$) bei mässiger Kolbengeschwindigkeit.

Gegeben

$$N = 60 \text{ Pfdk.}$$
$$p_1 = 6 \text{ Atm. (alt)}$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}125$$

Gemäss Regel S. 164 ist für die Beziehung

$$O n s = M \frac{1}{P}$$

in Tab. II. *a.* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48$$

und in der Ersatz-Tab. III.'*c.* (Tab. Th. S. 28) zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}4975$$

daher

$$O n s = 15{,}48 \times 0{,}4975 = 7{,}701.$$

Die Tab. I_2. (Tab. Th. S. 5) gibt zu $N = 60$ als passende Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}58$ Met., wofür wir abgerundet $c = 1{,}6$ Met., also

$$ns = 30\, c = 48^m$$

setzen. Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{ns} = \frac{7{,}701}{48} = 0{,}1604 \; \square^m$$

Die ganze Kolbenfläche (siehe 4. Erklärung S. 157)

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}1652 \square^m,$$

hiezu nach Tab. IX. (Tab. Th. S. 49)

$$D = 0{,}459^m \text{ rund } 0{,}46^m$$

Nehmen wir den Kolbenhub

$$s = 0{,}9^m$$

an, so ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{48}{0{,}9} = 53\,^1/_3 \text{ pro 1 Min.}$$

Zur Ermittlung des Dampfverbrauches nach Regel S. 169 ist zunächst der nutzbare Dampfverbrauch

$$S_1 = O\,n\,s \,.\, F,$$

Hiebei nach obiger Berechnung

$$O\,n\,s = 7{,}701$$

und nach Ersatz-Tab. IV.'*c*. (Tab. Th. S. 29) zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig

$$F = 0{,}01434,$$

hiemit ist

$$S_1 = 7{,}701 \times 0{,}01434 = 0{,}1104 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust kann gemäss Bemerkung unterhalb Tab. V.'*a*. (Tab. Th. S. 25) wegen des etwa vorhandenen Dampfhemdes

$$S_2 = 0{,}8\,G\,D$$

gesetzt werden; hiebei ist gemäss derselben Tab. V.'*a*. zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ (mitten zwischen 0,15 und 0,10 liegend) gehörig

$$G = \frac{1}{2}\,(0{,}2071 + 0{,}1856) = 0{,}1963,$$

ferner ist laut obiger Berechnung

$$D = 0{,}46^m;$$

hieraus folgt

$$S_2 = 0{,}8 \times 0{,}1963 \times 0{,}46 = 0{,}0722 \text{ Kgr.}$$

Hiemit ergibt sich der Gesammt-Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1826 \text{ Kgr. pro 1 Sec.}$$

Dies gibt pro Pferd und Stunde

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 10{,}96 \text{ Kgr. Dampf.}$$

2. Berechnung der Sulzer- oder dgl. Maschine mit 3% schädlichem Raume bei mässiger Kolbengeschwindigkeit.

Gegeben wie vordem:

$$N = 60 \text{ Pfdk.},$$
$$p_1 = 6 \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}125.$$

Für die Beziehung

$$O\,n\,s = M\,\frac{1}{P}$$

gibt Tab. II.*a*. (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ auch diessfalls

$$M = 15{,}48;$$

in der Ersatz-Tab. III's. (Tab. Th. S. 30) finden wir zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}4748.$$

Hiemit ist

$$O\,n\,s = 15{,}48 \times 0{,}4748 = 7{,}350$$

Wir nehmen auch diesmal die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}6$ Met. an, so dass

$$ns = 30\,c = 48^m$$

Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O\,n\,s}{ns} = \frac{7{,}350}{48} = 0{,}1531 \;\square^m;$$

die ganze Kolbenfläche:

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}1577 \;\square^m,$$

hiezu der Kolbendurchmesser

$$D = 0,448^m,$$

welchen man auf $D = 0,45^m$ abrunden könnte. Nehmen wir auch den Kolbenhub, wie vorher

$$s = 0,9^m$$

an, so ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{48}{0,9} = 53\,^1/_3 \text{ pro 1 Min.}$$

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = O\,n\,s\,.\,F$$

ist nach obiger Berechnung

$$O\,n\,s = 7,350$$

und gemäss Ersatz-Tab. IV'*s*. (Tab. Th. S. 31) zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0,125$ gehörig

$$F = 0,01584$$

daher

$$S_1 = 7,350 \times 0,01584 = 0,1164 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust kann gemäss Bemerkung unterhalb Tab. V.'*a*. (Tab. Th. S. 25) wegen des etwa vorhandenen Dampfhemdes

$$S_2 = 0,8\;G\,D$$

gesetzt werden; hiebei ist aus derselben Tab. V.'*a*. zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0,125$ gehörig, wie vorher

$$G = \frac{1}{2}(0,2071 + 0,1856) = 0,1963,$$

während die obige Berechnung

$$D = 0,448^m$$

ergab; es ist daher

$$S_2 = 0,8 \times 0,1963 \times 0,448 = 0,0703 \text{ Kgr.}$$

Hiemit ergibt sich der Gesammt-Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0,1867 \text{ Kgr. pro 1 Sec.}$$

Diess gibt pro Pferd und Stunde

$$C = \frac{3600\;S}{N} = 11,20 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Man sieht, dass dieser Dampfverbrauch (11,20 Kgr. pro Pferd und Stunde), von jenem (10,96 Kgr. pro Pferd und Stunde), welcher sich unter den gleichen Umständen für eine Maschine mit dem Minimum an schädlichem Raume ($m = 0{,}015$) ergab, um nicht ganz $2\frac{1}{4}\%$ abweicht, obwohl die relative Grösse des schädlichen Raumes gerade bei den Corliss-, Sulzer- und dgl. Maschinen wegen der hiebei üblichen kleinen Füllungen von ganz bedeutendem Einflusse ist. Was zunächst die Dampfwirkung betrifft, so geht von dem im schädlichen Raume enthaltenen Dampfe die Volldruckwirkung für die Maschine verloren, indem der Dampf aus der Dampfkammer in diesen nahezu evacuirten schädlichen Raum ohne Arbeitsverrichtung expandirt; hingegen wird nach geschehener Absperrung die Expansionswirkung des in dem schädlichen Raume enthaltenen Dampfes an den Kolben abgegeben. In Folge dessen gestaltet sich die erforderliche Kolbenfläche in den vorliegenden beiden Fällen bei $m = 0{,}015$ um nahe 5% grösser, als bei $m = 0{,}03$ und hiemit auch der Kolbendurchmesser um $2\frac{1}{2}\%$ grösser, d. h. bei relativ grösserem schädlichem Raume wird die Maschine kleiner, und hiemit auch der nach der Völckers'schen Regel bestimmte Dampfverlust um dieselben $2\frac{1}{2}\%$ kleiner, weil dieser dem Kolbendurchmesser proportional angenommen wird. Wenn sich demnach auch in den vorliegenden Fällen der nutzbare Dampfverbrauch bei $m = 0{,}03$ um circa $5\frac{1}{2}\%$ grösser gestaltet, als bei $m = 0{,}015$, so wird dieser Nachtheil des schädlichen Raumes durch den geringeren Dampfverlust bei der Berechnung nach Völckers zum Theile aufgewogen.

Wenn also nach der vorangegangenen Berechnung bei grösserem schädlichen Raume die Maschine kleiner und der Gesammtdampfverbrauch nicht sehr erheblich grösser ird (was gewissermassen den sogenannten „schädlichen aum“ nur in untergeordnetem Masse wirklich schädlich scheinen lassen würde), so liegt dies wohl zum Theile in r Natur der Sache, und hat andererseits das obige Er- niss nur unter der Voraussetzung seine volle Giltigkeit,

dass der Dampfverlust auch in der That ganz nach der Völckers'schen Formel sich verhalte.

3. Berechnung der Sulzer- oder dergl. Maschine mit 3% schädlichem Raume bei grösserer Kolbengeschwindigkeit.

Gegeben wie vordem:

$$N = 60 \text{ Pfdkft.},$$
$$p_1 = 6 \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}125.$$

Für die Beziehung

$$Ons = M . \frac{1}{P}$$

gibt Tab. II.*a.* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ auch diessfalls

$$M = 15{,}48;$$

in der Ersatz-Tab. III'.*s.* (Tab. Th. S. 30) finden wir zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}4748.$$

Hiemit ist

$$Ons = 15{,}48 \times 0{,}4748 = 7{,}350.$$

Wir nehmen, um den Einfluss einer grösseren Kolbengeschwindigkeit unter sonst gleichen Umständen numerisch kennen zu lernen, diesmal die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}9^m$ an, so dass

$$ns = 30c = 57^m.$$

Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{Ons}{ns} = \frac{7{,}350}{57} = 0{,}1289\square^m;$$

die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}1328\square^m,$$

hiezu der Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}411^m.$$

Nehmen wir hier in einem entsprechenden Verhältnisse zum Kolbendurchmesser den Kolbenhub

$$s = 0{,}8^{m}$$

an, so ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{57}{0{,}8} = 71 \text{ pro 1 Min.}$$

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = Ons \, . \, F$$

ist nach obiger Berechnung

$$Ons = 7{,}350$$

und gemäss Ersatz-Tab. IV'.*s*. (Tab. Th. S. 31) zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig

$$F = 0{,}01584,$$

daher

$$S_1 = 7{,}350 \times 0{,}01584 = 0{,}1164 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust kann gemäss Bemerkung unterhalb Tab. V'.*a*. (Tab. Th. S. 25) wegen des etwa vorhandenen Dampfhemdes

$$S_2 = 0{,}8 \; G \, . \, D$$

gesetzt werden; hiebei ist aus derselben Tab. V'.*a*. zu $p_1 = 6$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig, wie vorher

$$G = \tfrac{1}{2} \, (0{,}2071 + 0{,}1856) = 0{,}1963,$$

während die obige Berechnung

$$D = 0{,}411$$

ergab; es ist daher

$$S_2 = 0{,}8 \times 0{,}1963 \times 0{,}411 = 0{,}0645 \text{ Kgr.}$$

Hiemit ergibt sich der Gesammt-Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1809 \text{ Kgr. pro 1 Sec.}$$

Diess gibt pro Pferd und Stunde

$$C = \frac{3600 \, S}{N} = 10{,}85 \text{ Kgr. Dampf}$$

(gegen $C = 11{,}20$ Kgr. *S*. 200, bei mässiger Kolbengeschw.).

Beispiel der Berechnung der Woolf'schen Maschinen.

Wir wollen für ganz ähnliche Verhältnisse, wie vorhin die gewöhnliche, dann die Corliss- und Sulzer-Maschine, nunmehr eine Woolf'sche Maschine berechnen. Dieselbe habe in der Regel 60 Pfdkft. zu effectuiren und sei nur ausnahmsweise etwas minder oder mehr anzustrengen. Wir nehmen die absolute Admissionsspannung $p_1 = 6\frac{1}{2}$ Atmosphären (alt) an, wobei die Dampfkessel, je nachdem eine Vorrichtung für selbstthätig variable Expansion vorhanden ist oder nicht, etwa auf 7 oder $7\frac{1}{2}$ Atm. absolut (6 oder $6\frac{1}{2}$ Atm. Ueberdruck) zu prüfen wären. Mit dieser Admissionsspannung soll die Leistung von 60 Pfdkft. gemäss 1. Erklärung S. 152 und dortiger Tabelle S. 155 bei der Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ d. h. bei 10facher Expansion, bezogen auf den grossen Cylinder, erzielt werden.

Für diese Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ ergibt sich das günstigste Verhältniss der beiden Cylindervolumen (S. 167)

$$v = 0{,}9\sqrt{\frac{s_1}{s}} = 0{,}28 \text{ nahe} \doteq \frac{1}{3{,}5}$$

$$\text{d. i. } \frac{1}{v} = 3{,}5.$$

Da dieses Verhältniss zwischen jenen 1 : 3 und 1 : 4, für welche die betreffenden Tabellen (Tab. Th. S. 32 bis 37) entworfen sind, mitten eingeschlossen ist, so werden wir bei der Berechnung die Mittelwerthe der tabellarischen Angaben in Anwendung bringen.

Aus diesem Volumenverhältniss ergibt sich die Füllung des kleinem Cylinders:

$$\frac{s'_1}{s'} = \frac{1}{v}\,\frac{s_1}{s} = 3{,}5 \times 0{,}10 = 0{,}35.$$

Wir wollen überdies die Berechnung einmal für d Fall kurzer, das anderemal für den Fall langer (also i besondere gekreuzter) Verbindungscanäle zwischen (beiden Cylindern durchführen.

I. Die Woolf'sche Maschine mit kurzen (schädlichen) Verbindungscanälen zwischen den beiden Dampfcylindern.

Gegeben:

$$N = 60 \text{ Pfdkft.},$$

$$p_1 = 6\tfrac{1}{2} \text{ Atm. (alt)},$$

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}10.$$

Für den grossen (Expansions-) Cylinder ist gemäss Sonderregel S. 167 ebenso wie bei einer eincylindrigen Maschine (Regel S. 164)

$$O n s = M \cdot \frac{1}{P},$$

hiebei gibt Tab. II.*a.* (Tab. Th. S. 6) zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48$$

und Ersatz-Tab. III.'*w.β.* (Tab. Th. S. 34 u. 35) zu $p_1 = 6\tfrac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig

$$\frac{1}{P} = \frac{1}{2}(0{,}5794 + 0{,}5624) = 0{,}5709,$$

hiemit ist

$$O n s = 15{,}48 \times 0{,}5709 = 8{,}838.$$

Die normale in Tab. $I._2$. (Tab. Th. S. 5) bei $N = 60$ angesetzte Kolbengeschwindigkeit $1{,}58^m$ wäre gemäss der 2. Erklärung S. 155 und dortiger Tabelle nebst Bemerkung S. 156 für die Woolf'sche Maschine mit $0{,}85 \cdot \frac{1{,}09 + 1{,}18}{2} = 0{,}97$ (als Corrections-Coëfficienten) zu multipliciren, was auf eine (corrigirte) Kolbengeschwindigkeit von $1{,}53^m$ führen würde; wir wollen jedoch diesmal aus welchem immer A asse etwas höher greifen, und

$$c = 1{,}7^m$$

u demnach das Product

$$n s = 30\, c = 51^m$$

i Rechnung bringen.

Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s} = \frac{8,838}{51} = 0,1733 \square^{m}.$$

Die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1,03\, O = 0,1785 \square^{m}.$$

Hiezu gibt Hilfs-Tab. IX (Tab. Th. S. 49) den Kolbendurchmesser

$$D = 0,477^{m},$$

welche Grösse in der Anwendung wohl auf $0,48^{m}$ abgerundet würde.

Nehmen wir im passenden Verhältnisse zum Kolbendurchmesser den Kolbenhub

$$s = 0,9^{m}$$

an, so ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{n s}{s} = \frac{51}{0,9} = 57 \text{ pro 1 Min.}$$

Geben wir den beiden Kolben den gleichen Hub, so ist die wirksame Kolbenfläche des kleinen Cylinders

$$O' = v\, O = \frac{1}{3,5}\, O = 0,0495 \square^{m},$$

die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D'^2 \pi}{4} = 1,03\, O' = 0,0510 \square^{m}.$$

Hiezu der Kolbendurchmesser

$$D' = 0,255 \text{ Met.}$$

Dampfverbrauch.

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = O n s \,.\, F$$

ist laut obiger Berechnung

$$O n s = 8,838$$

und gemäss Ersatz-Tab. IV'. $_{w.a.}$ (Tab. Th. S. 36) zu $p_1 = 6\,{}^1\!/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig

$$F = \frac{1}{2}\,(0{,}01253 + 0{,}01309) = 0{,}01281;$$

hiemit ist

$$S_1 = 8{,}838 \times 0{,}01281 = 0{,}1132 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust der Woolf'schen Maschine

$$S_2 = 0{,}6 \,.\, G \,.\, D$$

ist gemäss Tab. V'. $_{a.}$ (Tab. Th. S. 25) zu $p_1 = 6\,{}^1\!/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig

$$G = \frac{1}{2}\,(0{,}1856 + 0{,}2018) = 0{,}1937$$

und gemäss obiger Berechnung

$$D = 0{,}477,$$

hiemit

$$S_2 = 0{,}6 \times 0{,}1937 \times 0{,}477 = 0{,}0554 \text{ Kgr.}$$

Demnach wäre der Gesammt-Dampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1686 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pfdkft. und Stunde

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 10{,}12 \text{ Kgr. Dampf.}$$

2. Die Woolf'sche Maschine mit längeren (also insbesondere gekreuzten) Verbindungscanälen zwischen den beiden Dampfcylindern.

Gegeben, wie vorher:

$$N = 60 \text{ Pfdkft.},$$
$$p_1 = 6\,{}^1\!/_2 \text{ Atm. (alt)},$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}10.$$

Für den grossen Cylinder ist abermals zu setzen:

$$O\,n\,s = M \,.\, \frac{1}{P}$$

hi i, wie vorher

$$M = 15{,}48;$$

laut Ersatz-Tab. III′w α. (Tab. Th. S. 32, 33) zu $p_1 = 6\frac{1}{2}$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig

$$\frac{1}{P} = \frac{1}{2}(0{,}6020 + 0{,}5750) = 0{,}5885.$$

Sonach

$$O n s = 15{,}48 \times 0{,}5885 = 9{,}108.$$

Nehmen wir auch diessfalls die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = 1{,}7^m \text{ d. h.}$$
$$n s = 30\,c = 51^m,$$

so ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s} = \frac{9{,}108}{51} = 0{,}1786\,\square^m.$$

Die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\,O = 0{,}1839\,\square^m.$$

Hiezu gehört der Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}484^m.$$

Der Hub sei auch diesmal

$$s = 0{,}9^m,$$

dann ist die Umgangszahl ebenfalls, wie vordem,

$$n = \frac{n s}{s} = \frac{51}{0{,}9} = 57 \text{ pro 1 Min.}$$

Für den gleichen Hub beider Kolben ist die wirksame Kolbenfläche des kleinen Cylinders

$$O' = v\,O = \frac{1}{3{,}5}\,0{,}1786 = 0{,}0510\,\square^m,$$

die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D'^2 \pi}{4} = 1{,}03\,O' = 0{,}0525\,\square^m,$$

hiezu der Durchmesser des kleinen Kolbens (anstatt 0 abgerundet)

$$D' = 0{,}26^m.$$

Dampfverbrauch.

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = Ons \,.\, F$$

ist laut obiger Berechnung

$$Ons = 9{,}108$$

und gemäss Ersatz-Tab. IV'.$_{w.a.}$ (Tab. Th. S. 36) zu $p_1 = 6\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig — wie vordem:

$$F = \frac{1}{2}\,(0{,}01253 + 0{,}01309) = 0{,}01281,$$

hiemit ist

$$S_1 = 9{,}108 \times 0{,}01281 = 0{,}1167 \text{ Kgr.}$$

Für den Dampfverlust

$$S_2 = 0{,}6 \,.\, G\,D$$

ist gemäss Tab. V'.$_a$. (Tab. Th. S. 25) zu $p_1 = 6\,{}^1/_2$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ gehörig — ebenfalls wie vordem:

$$G = \frac{1}{2}\,(0{,}1856 + 0{,}2018) = 0{,}1937$$

und gemäss obiger Berechnung

$$D = 0{,}484,$$

hiemit

$$S_2 = 0{,}6 \times 0{,}1937 \times 0{,}484 = 0{,}0562 \text{ Kgr.}$$

Demnach wäre der Gesammtdampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1729 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pfdkft. und Stunde

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 10{,}37 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Der Dampfverbrauch gestaltete sich also nach dieser Berechnung bei längeren Verbindungscanälen beiläufig um $2\,{}^1/_2\,{}^0/_0$ grösser als bei kurzen Verbindungscanälen.

Beispiele der Dampfmaschinenberechnung für hohen Druck und grosse Kolbengeschwindigkeit bei kleiner Füllung.

Normalleistung $N = 60$ Pfdkft.,
absolute Admissionsspannung $p_1 = 8$ Atm. (alt).

I. Eincylindrige Dampfmaschine mit grosser Kolbengeschwindigkeit.

Die oben angesetzte Normalleistung

$$N = 60 \text{ Pfdkft.}$$

soll bei der angenommenen absol. Admissionsspannung $p_1 = 8$ Atm. in Befolgung der 1. Erklärung S. 152 und des dortigen Tabellchens β. S. 155 mit einer Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}1$$

(abgerundet anstatt 0,11) erzielt werden.

Tab. II.*a*. (Tab. Th. S. 6) gibt zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48;$$

Tab. III's. (Tab. Th. S. 30) gibt zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}1$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}3934,$$

daher ist

$$Ons = M \cdot \frac{1}{P} = 15{,}48 \times 0{,}3934 = 6{,}089.$$

Tab. I.₂. (Tab. Th. S. 5) gibt zu $N = 60$ die normale Kolbengeschwindigkeit $= 1{,}58$ Met., welche gemäss der 2. Erklärung S. 156 nach Angabe der dortigen Tabelle für $p_1 = 8$ Atm. mit dem Corrections-Coëfficient 1,26 multiplicirt auf die Kolbengeschwindigkeit 2 Met. führt; diese mögen nach dortiger Bemerkung die Anhänger bedeutender Kolbengeschwindigkeit noch um 10% vergrössern; dies gibt die unserer Ansicht nach bei stationären Maschinen entschied schon hinlänglich grosse Kolbengeschwindigkeit

$$c = 2{,}2 \text{ Met.}$$

d. h.

$$ns = 30c = 66 \text{ Met.}$$

Hiemit ergibt sich die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O n s}{n s} = \frac{6{,}089}{66} = 0{,}0923 \square^{m}$$

Für die Kolbenstange wollen wir diesfalls des hohen Druckes halber 4% zuschlagen und erhalten als erforderliche Gesammtkolbenfläche

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}04\, O = 0{,}0960 \square^{m}$$

Dieser entspricht der Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}35 \text{ Met.}$$

Nehmen wir zu diesem Kolbendurchmesser passend den Kolbenhub

$$s = 0{,}7 \text{ Met.}$$

so ergibt sich die Umgangszahl

$$n = \frac{n s}{s} = \frac{66}{0{,}7} = 94 \text{ pro 1 Min.}$$

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = O n s \,.\, F$$

ist gemäss Obigem

$$O n s = 6{,}089$$

und gemäss Tab. IV's. (Tab. Th. S. 31) zu $p_1 = 8$ (alt) und $\frac{s_1}{s} = 0{,}1$ gehörig

$$F = 0{,}01744$$

daher ist

$$S_1 = 6{,}089 \times 0{,}01744 = 0{,}1062 \text{ Kgr.}$$

Der Dampfverlust wäre bei vorhandenem Dampfhemd

$$S_2 = 0{,}8\; G \,.\, D$$

wobei gemäss Obigem

$$D = 0{,}35$$

und gemäss Tab. V'a. (Tab. Th. S. 25) zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}1$ gehörig

$$G = 0{,}2170$$

daher ist

$$S_2 = 0{,}8 \times 0{,}2170 \times 0{,}35 = 0{,}0608 \text{ Kgr.,}$$

demnach wäre der Gesammtdampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1670 \text{ Kgr. pro 1. Sec.}$$

Dies gibt

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 10{,}02 \text{ Kgr. pro Pfdkft. und Stunde.}$$

2. Zweicylindrige Dampfmaschine mit grosser Kolbengeschwindigkeit.

Die oben angesetzte Normalleistung

$$N = 60 \text{ Pfdkft.}$$

soll bei der angenommenen Admissionsspannung

$$p_1 = 8 \text{ Atm. (alt)}$$

mit einer Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}07$$

(d. i. etwa 14fache Expansion) erzielt werden, wie dies die 1. Erklärung und zugehörige Tab. S. 155 für kleine schädliche Räume und präcis wirkende Steuerung angibt.

Für diese Füllung ist gemäss Regel S. 167 das vortheilhaft anzuwendende Volumenverhältniss der beiden Dampfcylinder

$$v = 0{,}9 \sqrt{\frac{s_1}{s}} = 0{,}24,$$

welches wir auf

$$v = 1:4$$

abrunden wollen.

Tab II.*a*. (Tab. Th. S. 6) gibt zu $N = 60$ gehörig

$$M = 15{,}48;$$

Tab. III'.*w*.*β*. (Tab. Th. S. 34) gibt zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}07$ gehörig

$$\frac{1}{P} = 0{,}5903,$$

hiemit ist

$$Ons = M \cdot \frac{1}{P} = 15{,}48 \times 0{,}5903 = 9{,}138.$$

Die „normale" Kolbengeschwindigkeit, welche in Tab. I_2. (Tab. Th. S. 5) bei $N = 60$ mit 1,58 Met. angesetzt ist, wäre gemäss der 2. Erklärung und zugehörigen Tabelle S. 156 für eine eincylindrige Maschine und für $p_1 = 8$ Atm. mit 1,26 (als Corrections-Coëfficienten) zu multipliciren. Dies gäbe 2 Met. für eine eincylindrige Maschine; wir wollen diese Geschwindigkeit diessmal für die zweicylindrige Maschine (als in diesem Falle schon sehr bedeutend) beibehalten, also

$$c = 2 \text{ Met.}$$

und das Product

$$ns = 30\,c = 60 \text{ Met.}$$

setzen.

Sofort ist die wirksame Kolbenfläche

$$O = \frac{O\,n\,s}{n\,s} = \frac{9{,}138}{60} = 0{,}1523 \,\square^{m}$$

und die ganze Kolbenfläche

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1{,}03\, O = 0{,}1569 \,\square^{m}.$$

Derselben entspricht der Kolbendurchmesser

$$D = 0{,}447 \text{ Met.},$$

welchen man in der Anwendung wohl auf 0,45 Met. abrunden würde.

Für den nutzbaren Dampfverbrauch

$$S_1 = O\,n\,s\,.\,F$$

ist gemäss Obigem

$$O\,n\,s = 9{,}138$$

und gemäss Tab. IV'.*w.a.* (Tab. Th. S. 36)

$$F = 0{,}01126$$

nithin

$$S_1 = 9{,}138 \times 0{,}01126 = 0{,}1029 \text{ Kgr.}$$

Der Dampfverlust wäre gemäss Bemerkung auf Tab. V'.*a.* Tab. Th. S. 25)

$$S_2 = 0{,}6 \; G\,.\,D$$

wobei dieselbe Tab. zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}07$ gehörig (resp. zwischen $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ und $0{,}05$ interpolirt)

$$G = 0{,}1840$$

angibt, während nach Obigem

$$D = 0{,}447;$$

sonach ergibt sich

$$S_2 = 0{,}6 \times 0{,}1840 \times 0{,}447 = 0{,}0493 \text{ Kgr.}$$

Hiemit wäre der Gesammtdampfverbrauch pro 1 Sec.

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1522 \text{ Kgr.}$$

Dies gibt pro Pfdkft. und Stunde

$$C = \frac{3600 S}{N} = 9{,}13 \text{ Kgr. Dampf.}$$

Für den kleinen Dampfcylinder dieser Maschine ergibt sich bei dem Volumenverhältniss $v = 1 : 4$ bei gleichem Hube der beiden Kolben der Kolbendurchmesser

$$D^1 = \sqrt{v} \,.\, D = \frac{1}{2} D = 0{,}224 \text{ Met.}$$

und die Füllung

$$\frac{s_1'}{s'} = \frac{1}{v} \,.\, \frac{s_1}{s} = 4 \times 0{,}07 = 0{,}28.$$

Uebersicht der Hauptresultate der vorangehenden Berechnungen der Dampfmaschinen von 60 Pfdkft. Normalleistung.

In dem Nachfolgenden sind die Hauptresultate der vorhergehends beispielsweise durchgeführten Berechnungen verschiedener Dampfmaschinen von 60 Pfdkft. Normalleistung tabellarisch zusammengestellt.

Diese Zusammenstellung soll dem Anfänger ein deutliches Bild der Hauptverhältnisse der Maschinen verschiedener Systeme darbieten, dem Fachgeübten aber bei Beurtheilung der Brauchbarkeit der hier mitgetheilten Berechnungsweise behilflich sein.

Uebersichts-Tabelle für Dampfmaschinen von 60 Pfdk. als Normal-Leistung.

Art der Dampfmaschine	Absol. Admiss.-Spannung p_1 Atm. (alt)	Füllung $\frac{s_1}{s}$	Kolben-geschw. c Met.	Kolben-durchm. D Met.	Kolben-hub s Met.	Touren-zahl n pro 1 Min.	Dampf pr. Pfd. u. Stde. C Kgr.	Kohle pr. Pfd. u. Stde. bei 6facher Verdpfg. $\frac{1}{6}C$ Kgr.
Gew. Auspuff-Masch. ohne Dampfhemd	$5^1/_2$	0,3	1,6	0,42	0,80	60	17,28	2,88
Gew. Auspuff-Masch. mit "	$5^1/_2$	0,3	1,6	0,41	0,80	60	15,74	2,62
Gew. Condens.-Masch. ohne Dampfhemd	$5^1/_2$	0,2	1,6	0,41	0,80	60	13,97	2,33
Gew. Condens.-Masch. mit "	$5^1/_2$	0,2	1,6	0,404	0,80	60	12,61	2,10
Corliss- oder dgl. Masch. ($m = 0,015$) . .	6	0,125	1,6	0,46	0,90	53	10,96	1,83
Sulzer- od. dgl. Masch. ($m=0,03$) $c=1,6^m$	6	0,125	1,6	0,45	0,90	53	11,20	1,87
Sulzer- od. dgl. Masch. ($m=0,03$) $c=1,9^m$	6	0,125	1,9	0,41	0,80	71	10,85	1,81
Woolf'sche Masch. (*$v = 1 : 3,5$*)	*$6^1/_2$*	*0,1*	*1,7*	*0,48*	*0,90*	*57*	*10,12*	*1,69*
Masch. mit hohem Druck u. grosser Kolbengeschw. eincylindrig .	8	0,1	2,2	0,35	0,70	94	10,04	1,67
Masch. mit hohem Druck u. grosser Kolbengeschw. *zweicylindrig* .	8	*0,07*	*2,0*	*0,45*	*0,90*	*67*	*9,13*	*1,52*

Ermittlungen für eine bestehende Dampfmaschine.

Es ist der Nutzeffect einer vorhandenen Dampfmaschine älterer Einrichtung zu ermitteln; dieselbe hat einen Kolbendurchmesser $D = 0{,}42$ Meter, einen Hub $s = 1{,}1$ Meter, macht in der Minute $n = 45$ Umgänge und arbeitet mit 2facher Expansion ($\frac{s_1}{s} = 0{,}5$) und ohne Condensation, also nach unserer Bezeichnung mit Auspuff.

Die absolute Admissionsspannung wird auf $p_1 = 3{,}5$ Atm. (alt) geschätzt oder von einem Manometer angegeben; die beiderseits durchgehende Kolbenstange hat eine Stärke $d = 7$ cm. $= 0{,}07$ Meter.

Zunächst ist aus Tab. IX. (Tab. Th. S. 49) zu $D = 0{,}42$ Meter

$$\frac{D^2\pi}{4} = 0{,}1385 \square \text{Met.}$$

und zu $d = 0{,}07$ Met.

$$\frac{d^2\pi}{4} = 0{,}0038 \square \text{Met.},$$

hiemit

$$O = \frac{D^2\pi}{4} - \frac{d^2\pi}{4} = 0{,}1347 \square \text{Met.},$$

dann hat man nach Regel α, S. 165

$$Ons = 0{,}1347 \times 45 \times 1{,}1 = 6{,}6676;$$

zu $p_1 = 3{,}5$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}5$ findet man in Tab. III. (Tab. Th. S. 10)

$$P = 1{,}713$$

hiemit ist

$$M = Ons \,.\, P = 11{,}42.$$

Sucht man diese Zahl in der Spalte M der Tab. II. a. (Tab. Th. S. 6), so findet man sie nahe bei $N = 44$ Pferdestärken, welche Grösse als Nutzeffect der Maschine anzusehen ist.

Bei der eben berechneten, bestehenden Dampfmaschine ist der Expansionsgrad, resp. Füllungsgrad, so zu fixiren

dass die Maschine vor der Hand bei gleichbleibender Spannung $p_1 = 3{,}5$ Atm. und Umgangszahl $n = 45$ eine Leistung $N = 30$ Pferdestärken entwickelt. Welcher Füllungsgrad ist in Anwendung zu bringen?

Man hat nach Regel β, S. 165

$$Ons = 6{,}6676$$

und zu $N = 30$ gehörig aus Tab. II. *a.* (Tab. Th. S. 6)

$$M = 8{,}175,$$

mithin

$$P = \frac{M}{Ons} = 1{,}226.$$

In der Zeile $p_1 = 3{,}5$ der Tab. III. (Tab. Th. S. 11) findet man jener Zahl sehr nahe: 1,227 und obenan den gesuchten Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}333$$

Wenn bei derselben Maschine der Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} =$ 0,333 fixirt ist, wie stark muss man die Spannung steigern, damit sie bei unveränderter Umgangszahl $n = 45$ wieder die ursprüngliche Leistung $N = 44$ Pferdestärken gebe?

Man hat nach Regel γ, S. 165 wieder

$$Ons = 6{,}6676,$$

und aus Tab. II.*a.* zu $N = 44$ gehörig:

$$M = 11{,}47,$$

hiemit

$$P = \frac{M}{Ons} = 1{,}720.$$

Sucht man diese Zahl in der Spalte $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ ler Tab. III., so findet man sie ziemlich mitten zwischen 'en Zahlen 1,566 und 1,906, welche den Zeilen $p_1 = 4$ nd $p_1 = 4\frac{1}{2}$ angehören.

Die Grösse der zu obigem Zwecke erforderlichen absoluten Admissionsspannung wäre also

$$p_1 = 4\,{}^1\!/_4 \text{ Atm. (alt).}$$

Berechnung der Locomotiv-Maschinen.*)

Die auf horizontaler Bahn erforderliche Zugkraft einer Locomotive beträgt nach Redtenbacher bei Lastzügen 0,6 bis 0,8%, bei Personen- und Schnellzügen 0,8 bis 1,2% der Bruttolast (Gewicht des ganzen Trains).

Bei ansteigenden Bahnen kommt hiezu das relative Gewicht des Trains d. h. die zu gewältigende Componente der Schwerkraft und ein entsprechender Zuschlag auf starke Krümmungen.

Bezeichnet:

G die Bruttolast in Centnern à 50 Kilogr.

V die Fahrgeschwindigkeit in Met. pro Sec.

$\frac{1}{x}$ das Steigungsverhältniss der Bahn,

$F = 0{,}5\ m + 15$ die in □Met. ausgedrückte Luftwiderstandsfläche, wenn eine Anzahl m Wagenaxen am Train vorhanden ist,

P die auf jeden Centner Bruttolast erforderliche Zugkraft in Kilogr.,

Z die ganze Zugkraft der Maschine;

so ist nach *Harding* ohne Rücksicht auf die Bahnkrümmungen:

$$P = 0{,}155 + 0{,}0194\ V + 0{,}07\ \frac{V^2}{G} F + \frac{50}{x} \quad . \quad . \quad . \quad A)$$

und sofort $Z = P \,.\, G$.

Bei einer starken Krümmung vom Krümmungshalbmesser r M^tr erhielte nach Rankine P noch einen Zuschlag $P_1 = \frac{50}{r}$ Kilogr.; da wäre $Z = (P + P_1)\ G$.

---

*) Vorbehaltlich künftiger Erweiterung ungeändert aus der 2. Aufl.

Das Eigengewicht der Locomotive gibt annähernd die empirische Redtenbacher'sche Formel:

$$L = \frac{20\,Z\,V}{590 + 22\,V}$$

in Centnern à 50 Kilogr.; sofort ergäbe sich das zulässige Gewicht des Trains ohne Locomotive:

$$G_1 = G - L \text{ Centner.}$$

Aus den Grössen Z und V ergibt sich der in Pferdestärken ausgedrückte Nutzeffect der Locomotiv-Maschine:

$$2\,N = \frac{Z\,V}{75} \text{ für beide Cylinder,}$$

somit ist für einen Cylinder

$$N = \frac{Z\,V}{150}.$$

Da der Durchmesser $\mathfrak{D}$ der Triebräder zu der Fahrgeschwindigkeit V bei jeder Locomotiv-Gattung in einem bestimmten Verhältnisse steht (nach Redtenbacher ist für alle Locomotiven $\mathfrak{D} = 0{,}174\ V$ Meter), so unterliegt die Berechnung einer Locomotiv-Maschine mittelst der vorangeschickten Regeln keinem Anstande, wie das folgende Beispiel zeigen wird.

Es soll für 10000 Centner Bruttolast (G) und 3 Myriameter à 10000 Met. Fahrgeschwindigkeit pro Stunde die Locomotiv-Maschine berechnet werden.

Zunächst beträgt die Fahrgeschwindigkeit pro Sec.

$$V = \frac{3.10000}{60.60} = 8{,}33 \text{ Met.}$$

Nach Redtenbacher's oben erwähnter Angabe ist für astzüge auf horizontaler Bahn die erforderliche Zugkraft Mittel $0{,}007\ G$ diesfalls $= 70$ Centner $= 3500$ Kilogr.; enn nun vorkommende kleine Steigungen $\frac{1}{1000}$ mit ungederter Fahrgeschwindigkeit passirt werden sollen, so ist

hiezu ein Plus an Zugkraft von $\frac{1}{1000}$ $G = 10$ Centner $= 500$ Kilogr., im Ganzen also eine Zugkraft

$$Z = 4000 \text{ Kilogr.}$$

erforderlich.

Rechnet man die Zugkraft auch noch nach obiger Formel A, so ergibt sich unter Annahme von $m = 100$ Wagenaxen $F = 65$ □Met. und für das Steigungsverhältniss $\frac{1}{x} = \frac{1}{1000}$; $V = 8{,}33$; $V^2 = 69{,}4$; $G = 10000$, sofort:

$P = 0{,}155 + 0{,}162 + 0{,}032 + 0{,}050 = 0{,}399$ Kilogr., mithin

$$Z = PG = 3990 \text{ Kilogr.},$$

wofür man wie oben

$$Z = 4000 \text{ Kilogr.}$$

setzen kann.*)

Demgemäss ist der erforderliche Nutzeffect des einen Maschinencylinders:

$$N = \frac{ZV}{150} = 220 \text{ Pferdk.}$$

Wenn man den Durchmesser der Triebräder mit Redtenbacher:

$$\mathfrak{D} = 0{,}174\ V = 1{,}45 \text{ Met.}$$

annimmt, so folgt die Umgangszahl derselben pro Minute:

$$n = \frac{60\ V}{\mathfrak{D}\,\pi} = 110.$$

---

*) Die in Oesterreich gemachten Erfahrungen weisen übrigens darauf hin, dass die erforderliche Zugkraft geringer ist, als obige Regeln angeben. Es muss jedoch bemerkt werden, dass die Ermittlung der Zugkraft Z durchaus nicht den Schwerpunkt dieses Paragrafs bildet, und dass es sich vielmehr darum handelt, für Z als gegebene — beziehungsweise in welcher Art immer bestimmte — Grösse, die Locomotiv-Dampfmaschine nach der hier eingeschlagenen Methode zu berechnen.

Zur Erzielung der obigen Normalleistung N nehmen wir die absolute Admissionsspannung $p_1 = 8$ Atm. (alt) und den Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} = 0,4$ an, um die Leistung der Maschine bei vorkommenden grösseren Steigungen und Krümmungen entsprechend steigern zu können.

Nun hat man zu $N = 220$ aus Tab. II. *a.* (Tab. Th. S. 6) $M = 0,247\,N = 54,34$ und aus Tab. III. (Tab. Th. S. 10) zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0,4$ (nach Abschlag von 0,2 gemäss dortiger 2. Bemerkung) $P = 4,578$, hiemit

$$Ons = \frac{M}{P} = 11,87.$$

Nehmen wir (gemäss S. 156 und Tab. Th. S. 5) $ns = 1,1 \times 1,26 \times 60 = 84$ Met. (d. h. $c = 2,8$ Met.), so ergibt sich

$$O = \frac{Ons}{ns} = 0,1413 \,\square\, \text{Met.}$$

mit Zuschlag auf die Kolbenstange:

$$\frac{D^2\pi}{4} = 1,02\,O = 0,1441 \,\square\, \text{Met.},$$

hiezu aus Tab. IX (Tab. Th. S. 49) $D = 0,429$ Met., rund 0,43 Met.

$$\text{Kolbenhub } s = \frac{ns}{n} = 0,76 \text{ Met.}$$

(Sollte dieser Hub gross erscheinen, so müsste man entweder ns oder aber $\mathfrak{D}$ kleiner annehmen.)

Zur Bestimmung des Dampfverbrauches ist $Ons = 11,87$ und zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0,4$ aus Tab. IV. *a.* (Tab. Th. S. 20) $F = 0,05920$, hiemit

$$S_1 = Ons\,.\,F = 0,703 \text{ Kgr.}$$

ferner ist $D = 0,43$ und zu $p_1 = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0,4$ aus Tab. V. *a.* (Tab. Th. S. 24) $G = 0,2878$, mithin

$$S_2 = GD = 0,124 \text{ Kgr.},$$

demnach $S = S_1 + S_2 = 0{,}827$ Kilogr. für 1 Cylinder, daher für beide Cylinder:

$$2\,S = 1{,}654 \text{ Kilogr. pro Sec.};$$

dies gibt

$$C = \frac{3600\,S}{N} = 13{,}5 \text{ Kilogr. pro Pferd und Stunde.}$$

Da 3 Myriameter in 1 Stunde zurückgelegt werden, so ist der Dampfverbrauch pro Myriameter zurückgelegten Weges $= \frac{60 \,.\, 60 \,.\, 1{,}654}{3} = 1985$ Kilogr.

---

3. Kapitel.

Gebrauch der „Special-Tabellen für gewöhnliche eincylindrige Dampfmaschinen”.

In den „Special-Tabellen“ (Tab. Th. S. 53—75) sind die gewöhnlichen eincylindrigen Dampfmaschinen von verschiedener Stärke N (Pfdk.) für verschiedene Admissions-Spannungen p_1 und Füllungen $\frac{s_1}{s}$ bezüglich ihres Durchmessers und Dampfverbrauches bereits fertig berechnet.

Bei der Berechnung der Kolbendurchmesser mussten natürlich bestimmte Werthe der Kolbengeschwindigkeit c zu Grunde gelegt werden, welche als beiläufig „normale“ Werthe überall wohl der Maschinenstärke angepasst, übrigens aber der Einfachheit halber in allen Tabellen, ohne Rücksicht auf die Admissionsspannung, gleich gross angenommen wurden. Die letztere reicht bei den Auspuffmaschinen bis zu 6 Atmosph., bei den Condensationsmaschinen bloss zu 5 Atmosph. (absolut), für welche Drücke die angesetzten Kolbengeschwindigkeiten nicht zu klein erscheinen. Natürlich gelten die zu der jeweiligen Maschinenleistung angesetzten Kolbendurchmesser eben nur für jene ngenommenen und in den Tabellen überall angegebenen olbengeschwindigkeiten, können aber nach der folgenden nleitung auch dann aus den Tabellen entnommen werden, enn aus irgend einem Grunde ein abnorm langsamer oder hneller Gang der Maschine gewünscht wird, resp. wenn

die Geschwindigkeit c einen von dem angesetzten Werthe verschiedenen Werth anzunehmen hat; man hat hiebei nur festzuhalten, dass die Leistung einer Maschine unter sonst ganz gleichen Verhältnissen ihrer Geschwindigkeit proportional ist.

Den einzelnen Tabellen über die Kolbendurchmesser (in Centimeter) stehen die zugehörigen Angaben über den Dampfverbrauch (Kgr. pro Sec.) zur Seite. Der in diesen Tafeln angesetzte nutzbare Dampfverbrauch gilt für die betreffende Maschine von einer bestimmten Leistung N, Füllung $\frac{s_1}{s}$ und Spannung p_1 in jedem Falle, gleichgiltig, ob diese Leistung bei einem normalen, oder aber einem abnorm schnellen oder langsamen Gange effectuirt wird, weil eben der nutzbare Dampfverbrauch dem Producte $O\,n\,s$ proportional ist.

Der Dampfverlust entspricht sehr nahe der von dem Verfasser aufgestellten Formel

$$S_2 = 0{,}013\sqrt{\frac{N}{c}} + 0{,}0055$$

mit Einsetzung der in den Durchmesser-Tabellen angegebenen „normalen" Kolbengeschwindigkeit c.

Demnach gilt die angegebene Grösse des Dampfverlustes direct eben nur unter der Voraussetzung, dass die betreffende Maschine mit der „normalen" Kolbengeschwindigkeit arbeitet, kann aber nach der folgenden Anleitung auch für einen abnorm schnellen oder langsamen Maschinengang annähernd bestimmt werden.

Im Uebrigen sind diese Specialtabellen nicht so sehr dazu bestimmt, dass hienach die Dampfmaschinen mit ihrem Dampfverbrauche unmittelbar ausgemittelt werden, als vielmehr dem Zwecke zu dienen haben, die mittelst (allgemeinen Tabellen in vorher angegebener Weise gescheh Dampfmaschinen-Berechnung zu controliren, beziehur weise einen etwa begangenen Rechnungsfehler aufzudecl

Bestimmung der Hauptdimensionen mittelst der Specialtabellen.

Der Kolbendurchmesser D kann aus den Specialtabellen für die Nutzleistung N, für die (absolute) Admissionsspannung p_1 und für die Füllung $\frac{s_1}{s}$ unmittelbar entnommen werden, vorausgesetzt, dass man die nebenbei angesetzte Kolbengeschwindigkeit c, somit auch den zugehörigen Werth des Productes $ns = 30\,c$ für die Maschine auch wirklich in Anwendung bringt.

Aus diesem Werthe von ns bestimmt man den Kolbenhub s und die Umgangszahl n, indem man entweder s oder n entsprechend annimmt, mittelst

$$n = \frac{ns}{s}$$

oder

$$s = \frac{ns}{n}$$

Bemerkung. Für Werthe von N und p_1, welche in den Tabellen nicht vertreten sind, kann man die Werthe von D interpoliren.

1. Beispiel. Wenn eine Dampfmaschine mit Auspuff bei einer absoluten Admissionsspannung $p_1 = 5$ Atmosph. (alt) und bei dreifacher Expansion $\left(\frac{s_1}{s} = 0{,}333\right)$ eine Nutzleistung $N = 100$ Pfdk. äussern soll, so wird sie gemäss S. 60 des Tab. Th. einen Kolbendurchmesser $D = 53{,}4$ Centimeter zu erhalten haben, vorausgesetzt, dass sie mit einer Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}73^{m}$ arbeitet, wonach das Product

$$ns = 52^{m}.$$

Nimmt man den Hub

$$s = 1^{m},$$

so ist ihre Umgangszahl

$$n = \frac{ns}{s} = \frac{52}{1} = 52.$$

Wünscht man die abgerundete Umgangszahl $n = 50$, so folgt ler Hub

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{52}{50} = 1{,}04^{m}$$

2. Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und Hub einer Condensations-Dampfmaschine von $N = 20$ Pferdestärken zu ermitteln,

u. z. für die Admissionsspannung $p_1 = 2{,}75$ Atmosph. und für die Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$.

$p_1 = 2{,}75$ ist in den Tafeln nicht vertreten, es ist jedoch gemäss S. 68 für $p_1 = 2{,}5$, $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ und $N = 20$ der Kolbendurchmesser $D = 37{,}4^{cm}$ und gemäss S. 70 für $p_1 = 3$, $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ und $N = 20$ der Durchmesser $D = 33{,}4^{cm}$; man kann das Mittel $D = 35{,}4^{cm}$ behalten oder entsprechend (doch lieber nach aufwärts) abrunden.

Mittelst des in der Tabelle angesetzten Productes $ns = 40^m$ erhält man, wenn man $s = 0{,}80^m$ annimmt, die Umgangszahl $n = \frac{40}{0{,}80} = 50$ in der Minute.

Sollte man bei vorgeschriebenen n auf ein Missverhältniss zwischen s und D kommen, so muss man von der in der Tabelle angesetzten „normalen“ Kolbengeschwindigkeit abgehen, und einen andern Werth derselben in Rechnung bringen. Uebrigens kann gleichwohl auch diessfalls die Bestimmung des Kolbendurchmessers mittelst der Special-Tabellen vorgenommen werden; man braucht nur fest zu halten, dass der Nutzeffect einer Maschine unter sonst ganz gleichen Verhältnissen ihrer Geschwindigkeit proportional ist. Hat demnach für irgend einen Fall die Kolbengeschwindigkeit den abnormen Werh c', während in der Tabelle bei der betreffenden gegebenen Leistung N der normale Werth c erscheint, so berechne man die reducirte Leistung (d. i. diejenige Leistung, welche die betreffende Maschine entwickeln würde, wenn sie die normale Geschwindigkeit besässe):

$$N' = N \frac{c}{c'}$$

und nehme den dieser Leistung entsprechenden Kolbendurchmesser aus der Tabelle.

Beispiel.

Eine Auspuff-Dampfmaschine von $N = 60$ Pferdestärken mi 3facher Expansion $\left(\frac{s_1}{s} = 0{,}333\right)$ und mit der Admissionsspannu $p_1 = 4$ Atmosphären soll, um eine zu grosse Uebersetzung ins Lan

same zu vermeiden, die abnorm kleine mittlere Kolbengeschwindigkeit $c' = 1{,}2$ Met. haben, während in den Tabellen für die Leistung $N = 60$ der Werth $c = 1{,}6$ Met. angegeben ist. Man hat die reducirte Leistung:

$$N' = N\frac{c}{c'} = 60\frac{1{,}6}{1{,}2} = 80 \text{ Pfdk.}$$

Dieser entspricht auf S. 58 in der Spalte $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ der Kolbendurchmesser $D = 58{,}6$ Cm. $= 0{,}586$ Meter. Man kann von der Maschine die abgerundete Umgangszahl $n = 30$ pr. 1 Minute verlangen und erhält dann als Kolbenhub

$$s = \frac{ns}{n} = \frac{30c'}{n} = \frac{36}{30} = 1{,}2 \text{ Met.}$$

welcher von $2\,D$ nicht viel abweicht und beibehalten werden kann.

Bestimmung des Dampfverbrauches mittelst der Special-Tabellen.

Der Dampfverbrauch oder die Speisewassermenge S setzt sich aus dem nutzbaren Dampfverbrauche S_1 und dem Dampfverluste S_2 zusammen. Diese Grössen sind auf die Secunde in Kilogr. in den Tabellen für die verschiedenartigsten Verhältnisse angegeben.

Es ist jedoch hiebei zu bemerken, dass es bei Bestimmung des nutzbaren Dampfverbrauches S_1 gleichgiltig ist, ob die betreffende Maschine zur Erzielung einer bestimmten Leistung mit der normalen oder aber mit einer abnormen Geschwindigkeit arbeitet: jedesmal findet man diese Grösse S_1 in der Zeile derjenigen Leistung N, welche die Maschine **wirklich** verrichtet.

Die Grösse des Dampfverlustes erscheint hingegen nur dann in der Zeile der wirklichen Leistung N, wenn die Maschine die normale Kolbengeschwindigkeit besitzt, d. h. diejenige Geschwindigkeit, welche in der betreffenden (linken) Tabelle der Kolbendurchmesser bei der Leistung N angegeben ist.

Ist die Geschwindigkeit der Maschine aus irgend einem Grunde abnorm klein oder gross, so erscheint der Dampfverlust in der Zeile der reducirten Leistung $N' = N\frac{c}{c'}$,

wobei, wie im Vorhergehenden $\frac{c}{c'}$ das Verhältniss der normalen zu der abnormen Geschwindigkeit angibt.

1. **Beispiel.** Für eine Dampfmaschine mit Auspuff, welche bei der Admissionsspannung $p_1 = 5$ und bei dem Füllungsgrade $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ eine Leistung von 100 Pferdestärken effectuirt, ist der nutzbare Dampfverbrauch nach S. 61 (Zeile $N = 100$, Spalte $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$): $S_1 = 0{,}354$ Kilogr. pro 1 Secunde, gleichgiltig, wie schnell sie hiebei arbeitet. Der Dampfverlust hat hingegen die in derselben Zeile angegebene Grösse

$$S_2 = 0{,}105 \text{ Kilogr.}$$

nur dann, wenn das Product $ns = 30\ c$ den zu $N = 100$ gehörigen Werth der Durchmessertafeln hat, d. h. wenn $ns = 52$ Met. beträgt. Diessfalls ist der Gesammtdampfverbrauch,

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}459 \text{ Kilogr. pro 1 Sec.}$$

2. **Beispiel.** Ermitteln wir nun auch noch den Dampfverbrauch für die vorher berechnete Auspuff-Dampfmaschine, welche bei $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ und $p_1 = 4$ Atm. eine Leistung von $N = 60$ Pferdestärken effectuirt; bei dieser Maschine ist das Product $ns = 30\ c = 36$ Met., während der Normalwerth dieses Productes 48 Met. beträgt.

Der nutzbare Dampfverbrauch dieser Maschine ist nach S. 59 (Zeile $N = 60$, Spalte $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$)

$$S_1 = 0{,}246 \text{ Kilogr.};$$

für den Dampfverlust darf man hier nicht den Werth derselben Zeile nehmen; man muss hier vielmehr die reducirte Maschinenstärke

$$N' = N\frac{c}{c'} = 60\,\frac{48}{36} = 80$$

in Betracht ziehen und findet dieser letzteren entsprechend den Dampfverlust (hinlänglich annähernd)

$$S_2 = 0{,}0960 \text{ Kilogr.},$$

so dass der Gesammtdampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}342 \text{ Kilogr.}$$

pro 1 Secunde beträgt.

Die Injections- oder Einspritz-Wassermenge bei Cond sationsmaschinen beträgt, wie bereits vorher angegeu wurde, pro Sec. in Kilogr.

$$J = 24\,S - 0{,}01\,N.$$

Bemerkung.

Die vorhergehends behandelten Specialtabellen über die gewöhnlichen Dampfmaschinen sind durchwegs mit Benützung der Werthe von P und $\frac{1}{P}$ aus Tab. III und Tab. III' des Tabell. Theiles berechnet, welche auf dem modificirten Poisson'schen Gesetze beruhen, also insbesondere für die Dampfmaschinen ohne Dampfhemd Geltung haben. Nichtsdestoweniger können aber diese Tabellen mit Beachtung der vorangehenden, die Kolbengeschwindigkeit betreffenden Regel zur Controle von Dampfmaschinenberechnungen auch dann benützt werden, wenn es sich um Maschinen anderer Systeme (Dampfhemdmaschinen, Corliss-Maschinen etc.) handelt — selbstverständlich vorausgesetzt, dass die in Betracht gezogene Dampfspannung nicht etwa diejenige Spannung überschreitet, für welche die Specialtabellen höchstens gerechnet sind (6 Atmosph. bei den Auspuffmaschinen, 5 Atmosph. bei den Condensationsmaschinen — vorbehaltlich künftiger diesbezüglicher Erweiterung).

Die Resultate der Berechnungen von Dampfmaschinen anderer Systeme werden zwar von den Angaben der „Special-Tabellen" nothwendiger Weise mehr oder weniger abweichen, doch werden diese Abweichungen nie gar so bedeutend sein, dass ein Vergleich mit diesen „Special-Tabellen" einen bei der Dampfmaschinenberechnung etwa zugestossenen Rechnungsfehler nicht sofort aufdecken sollte. Im Uebrigen kann mit Hilfe der Zusammenstellung S. 215 für eine Dampfmaschine von 60 Pferdestärken bei verschiedener Einrichtung selbst die Art und Grösse jener Abweichungen so ziemlich leicht beurtheilt werden.

VIERTER ABSCHNITT.

DAS DAMPFMASCHINEN-ZUBEHÖR.

1. Kapitel.

Die Schwungräder der Dampfmaschinen.

Erläuterung.

Nächst denjenigen Grössen, welche aus der Theorie der Dampfmaschinen bei gehöriger Berücksichtigung der betreffenden erfahrungsmässigen Daten hervorgehen und nach dem Vorausgegangenen für alle Fälle leicht ermittelt werden können, sind die Dimensionen und das Gewicht des Schwungrades einer jeden Dampfmaschine den obwaltenden Verhältnissen gemäss zu bestimmen. Nach Umständen braucht man diese Grössen selbst schon bei der eigentlichen Dampfmaschinenberechnung, zum Mindesten bei der diesbezüglich anzustellenden Rechnungs-Controle.

Die Berechnung des Schwungrades einer Dampfmaschine ist eine wesentlich andere, wenn durch dasselbe die von den betreffenden Arbeitsmaschinen herrührenden Unregelmässigkeiten in einem gewissen Masse auszugleichen sind (wie bei Hammer- und Walzwerken, Wasserhebmaschinen u. dgl.), als in den gewöhnlichen Fällen, wo das Schwungrad lediglich die durch die Dampf-Kolbenbewegung bedingte Ungleichförmigkeit der Rotation in einem bestimmten Grade zu moderiren hat. Die nachfolgende Berechnungsweise gilt bloss für diese gewöhnlichen Fälle.

Dabei wird von einer irgend subtilen Behandlung des Gegenstandes Umgang genommen, denn der Umstand, dass das Hauptmoment der Schwungradberechnung, nämlich die Grösse des Gleich-rmigkeitsgrades aus keiner theoretischen Betrachtung hervorgeht, ondern je nach dem Zwecke der Maschine rein empirisch angenommen ird, bei welcher Annahme jede streng mathematische Rücksicht o ipso ausgeschlossen ist, — dieser Umstand macht eine anderweitig btile Durchführung der Schwungradberechnung zum Mindesten praktische Zwecke wohl entbehrlich, während andererseits für

eben diese hier verfolgten Zwecke die möglichste Einfachheit in der Behandlungsweise dieses Gegenstandes sehr wünschenswerth erscheint.

Drückt man das Gewicht des Schwungringes in Kilogrammen, dessen Umfangsgeschwindigkeit V in Metern aus, und wünscht man, dass der Unterschied zwischen der grössten und kleinsten Umfangsgeschwindigkeit allgemein $\frac{1}{i}$ der mittleren Geschwindigkeit betrage, so hat man für eine Dampfmaschine von N Pferdestärken bei n Umgängen in der Minute unter Vernachlässigung sämmtlicher übrigen rotirenden Massen, ferner unter Voraussetzung einer constanten Schubstangenkraft (Volldruckmaschinen) und einer gegen die Kurbel verhältnissmässig sehr langen Schubstange das erforderliche Gewicht des Schwungringes:

$$G_c = 4645 \frac{i N}{V^2 n}.$$

Dem gewöhnlichen Verhältnisse zwischen Kurbel- und Schubstangenlänge (im Mittel $\frac{1}{5}$) Rechnung tragend erhielte man für alle Fälle hinlänglich genau:

$$G_c = 5500 \frac{i N}{V^2 n},$$

wenn, wie gesagt, bloss die Masse des Schwungringes wirksam wäre; auf Rechnung der sonstigen rotirenden Massen kann man für constante Stangenkraft allgemein setzen:

$$G_c = 5000 \frac{i N}{V^2 n}.$$

Das wirkliche, nothwendige Gewicht des Schwungringes für den Füllungsgrad, bei welchem die betreffende Nutzleistung N der Maschine erzielt wird, ist sodann:

$$G = \alpha \, G_c ,$$

wobei der Coëfficient α für verschiedene Füllungen verschiedene später anzugebende Werthe hat.

Das Gewicht G_c ergibt sich demnach bei jeder Maschine für irgend einen Gleichförmigkeitsgrad i sofort aus der jeweilig angenommenen Umfangsgeschwindigkeit V.

Die Wahl von V macht die Berechnung der Schwungräder in der Regel etwas umständlich, indem man die Rechnung gewöhnlich mehrmals wiederholen muss, bis man auf ein gutes Verhältniss zwische dem Halbmesser und dem Gewichte des Schwungringes kommt.

Diese Umständlichkeit wird bei der nachfolgenden Berechnungweise gänzlich vermieden. Dieselbe basirt auf dem Umstande, da man jedesmal auf gute Verhältnisse des Schwungrades kommt, wei man bei einem vorgeschriebenen Gleichförmigkeitsgrade und bei eine

bestimmten Charakter der Maschine bezüglich der Geschwindigkeit ihrer Bewegung das Product $V^2 n$ für Maschinen aller Grössen entsprechend gross und constant, also von der Maschinenstärke unabhängig annimmt; demgemäss wird bei den in angedeuteter Weise gleichen Verhältnissen die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades der Quadratwurzel aus der Umgangszahl der Maschine pro Minute verkehrt proportional; und da den stärkeren Maschinen kleinere und den schwächeren Maschinen grössere Umgangszahlen eigenthümlich sind, so gestalten sich die Umfangsgeschwindigkeiten der Schwungräder bei stärkeren Maschinen entsprechend grösser, bei schwächeren Maschinen kleiner.

Die Schwungradberechnung wird sodann sehr einfach.

Bezeichnet man nämlich den jeweiligen numerischen Werth von $V^2 n$ mit C, so hat man:

$$G_c = 5000 \frac{i}{C} N$$

und für eine gewisse Grösse von i sofort

$$G_c = \text{Const.}\ N$$

Hiebei ist mit hinreichender Genauigkeit der „äussere" Schwunghalbmesser (in Met.):

$$R = \frac{10\ V}{n} \text{ *)}$$

und wegen $V^2 n = C$ auch

$$R = \frac{10}{n} \sqrt{\frac{C}{n}} = 10 \sqrt{\frac{C}{n^3}} = \frac{1}{10} \sqrt{C}\, \frac{100}{\sqrt{n^3}}$$

d. h.

$$R = \text{Const.}\ t$$

wobei

$$\text{Const.} = \frac{1}{10} \sqrt{C}$$

und

$$t = \frac{100}{\sqrt{n^3}}$$

Die Werthe von Const. und von t können aus den „Schwungradberechnungs-Tabellen" numerisch entnommen werden.

In Beziehung auf den Geschwindigkeitscharakter der Dampfmaschinen unterscheide ich im Nachfolgenden Maschinen mit „normalmässigem", mit „langsamem" und „sehr langsamem", dann mit

---

*) Für R als mittleren Schwunghalbmesser wäre $R = \frac{60}{2\pi} \frac{V}{n} = 9{,}55 \frac{V}{n}$; wegen Vereinfachung kann man annähernd den äusseren Halbmesser $R = \frac{10\ V}{n}$ setzen.

„schnellem", und „sehr schnellem" Gange. Als normalmässig erscheinen hiebei etwa diejenigen Fälle einbegriffen, in welchen die auf Tab. I_2 (Tab. Th. S. 5) u. a. O. angegebenen Normalwerthe der Kolbengeschwindigkeit c resp. des Productes $n\ s = 30\ c$ und die als passend empfohlenen Verhältnisse zwischen Kolben-Durchmesser und Hub annähernd eingehalten werden.

Als „schnell", eventuell „sehr schnell" gehend betrachten wir sodann eine Maschine, wenn sie entweder eine grössere (als die „normale") Kolbengeschwindigkeit oder aber im Verhältnisse zum Kolbendurchmesser einen abnorm kleinen Hub besitzt, — eventuell wenn Beides der Fall ist. Hingegen besitzt eine „langsam", eventuell „sehr langsam" gehende Maschine entweder eine kleinere (als die „normale") Kolbengeschwindigkeit oder einen relativ grossen Hub — eventuell Beides zugleich.

Demgemäss ist für den „Geschwindigkeitscharakter" einer Maschine in dem hier aufgefassten Sinne ihre wirkliche Umgangszahl im Vergleiche mit der normalmässigen Umgangszahl massgebend.

Uebrigens ist im Folgenden überall dem Grundsatze Rechnung getragen, dass die erforderliche Steigerung der lebendigen Kraft (Bewegungsarbeit) des Schwungrades durch gleichzeitiges und entsprechendes Vergrössern des Gewichtes und des Halbmessers desselben herbeigeführt wird.

Gebrauchsanweisung zu den Schwungradberechnungs-Tabellen.

Es bezeichnet:

N die in Pferdestärken ausgedrückte Nutzleistung,

n die Umgangszahl der Maschine pro Minute,

$\frac{s_1}{s}$ den Füllungsgrad, bei welchem die Nutzleistung N erzielt wird,

V die Umfangsgeschwindigkeit und

R den äusseren Halbmesser des Schwungringes — beide in Meter,

a die radiale,

b die axiale Dimension des Schwungringes in Centimeter in der Regel ist $b = \frac{1}{2}\ a$,

G_c das Gewicht des Schwungringes unter Voraussetzung einer constanten Stangenkraft (wie sie bei Volldruckmaschinen angenommen werden kann) in Kilogr.,

G das wirkliche, dem jeweiligen Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ entsprechende Schwunggewicht,

i den zu erzielenden Gleichförmigkeitsgrad (d. h. die Zahl, welche angibt, wie vielmal der Unterschied zwischen der grössten und kleinsten Umfangsgeschwindigkeit in der mittleren Geschwindigkeit enthalten ist); u. z. nimmt man:
wenn eine mässige Gleichförmigkeit hinreichend ist, $i = 20$;
wenn ein mittlerer Gleichförmigkeitsgrad gewünscht wird (in allen gewöhnlich vorkommenden Fällen) $i = 30$;
wenn ein ziemlich gleichförmiger Gang erfordert wird (wie bei Dampfmaschinen für Webstühle und Papiermaschinen) $i = 40$ bis 60;
wenn ein sehr gleichförmiger Gang zu erzielen ist (für Spinnereien) $i = 60$ bis 100.

Allgemeine Berechnungsweise.

Es ist allgemein

$$G_c = 5000 \frac{i\,N}{V^2 n},$$

wobei das Product $V^2 n$ je nach der Geschwindigkeitskategorie der Maschine (siehe S. 236) und nach dem Gleichförmigkeitsgrade die in der „allgemeinen Schwungradberechnungs-Tabelle“ A (Tab. Th. S. 78) angegebenen Werthe annimmt, wodurch das Gewicht G_c in ebenfalls daselbst angegebener Weise ein Vielfaches von N wird, während der Halbmesser R als ein Vielfaches der Grösse t erscheint, deren numerischer Werth (zu der betreffenden Umgangszahl n gehörig) aus der Tabelle B (Tab. Th. S. 80) zu entnehmen ist.

Hienach ergibt sich G_c und R durch je eine einfache numerische Multiplication.

Die stillschweigend angenommene Umfangsgeschwindigkeit V ergibt sich mit hinlänglicher Annäherung mittelst

$$V = \frac{Rn}{10}.$$

Bemerkung. Zur Rechnungs-Controle rechne man aus dem in Tabelle A angesetzten numerischen Werthe von $V^2 n = C$ auch noch $V = \sqrt{\frac{C}{n}}$, welches Ergebniss mit dem obigen $V = \frac{Rn}{10}$ übereinstimmen muss.

Sollte man auf ein ungünstiges Verhältniss zwischen G_c und R stossen, so gehe man in die nächst höhere oder tiefere Zeile der Tabelle A, wobei zu bemerken ist, dass die oberen Zeilen kleinere G_c und grössere R, die unteren hingegen grössere G_c und kleinere R liefern.

Ist G_c und R festgestellt, so ist das wirkliche Schwunggewicht

$$G = \alpha \, G_c,$$

wobei der Coëfficient α je nach dem betreffenden Füllungsgrade $\frac{s_1}{s}$ die in der Tabelle C (Tab. Th. S. 81) angegebenen Werthe annimmt.

Aus G und R geschieht die Ermittlung der Querschnitts-Dimensionen a und b mittelst der Tabelle D (Tab. Th. S. 81) nach Anleitung des Titels dieser Tabelle.

Vereinfachte Berechnungsweise in den gewöhnlichen Fällen.

Für die auf der Tabelle A durch Fettdruck bezeichneten gewöhnlichen Fälle sind die Gewichte G_c und die Halbmesser R zu den jeweilig gegebenen Werthen von N und n in den Special-Tabellen (Tab. Th. S. 82 bis 87) schon fertig berechnet, und erübrigt sofort nur die Bestimmung von $G = \alpha \, G_c$ mittelst der Tabelle C und jene von a und b mittelst der Tabelle D. (Tab. Th. S. 81.)

Erstes Beispiel.

Für eine Dampfmaschine, welche bei 3facher Expansion und bei 40 Umgängen pro Min. 80 Pfdkft. leistet, ist das Schwungr

zu berechnen; es werde der Gleichförmigkeitsgrad $i = 25$ gewünscht; es ist:

$$N = 80$$
$$n = 40$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}333$$

Da die Maschine so ziemlich normalmässig umlauft, so nehmen wir in der Tabelle A die Zeile 6 in Betracht und erhalten (unterhalb $i = 25$)

$$G_o = 35\ N = 2800 \text{ Kilogr.}$$

und

$$R = 5{,}976\ t$$

wobei gemäss Tab. B zu $n = 40$ gehörig

$$t = 0{,}3953$$

somit

$$R = 5{,}976 \times 0{,}3953 = 2{,}36^m$$

Hieraus ergibt sich

$$V = \frac{Rn}{10} = 9{,}45^m$$

Zur Controle hat man aus

$$V^2 n = 3571$$
$$V^2 = \frac{3571}{40} = 89{,}3$$

und

$$V = \sqrt{89{,}3} = 9{,}45^m, \text{ wie vordem.}$$

Zur Bestimmung des wirklichen Schwunggewichtes G entnehmen wir aus der Tabelle C zu $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ gehörig $\alpha = 1{,}36$, mithin ist

$$G = 1{,}36\ .\ 2800 = 3808 \text{ Kilogr.}$$

Für die Querschnittsdimensionen ist aus der Tab. D zu $R = 2{,}36^m$ gehörig $x = 0{,}434$, wonach $a = 0{,}434 \sqrt{3808} = 26{,}8$ Centm.

$$b = \frac{1}{2} a = 13{,}4 \text{ Centm.}$$

Sollte man den Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ wünschen, so fände man auf der S. 84 oder 85 des Tab. Th. das Schwungrad schon berechnet. Gemäss S. 84 hat man für $N = 80$:

$$G_o = 2560 \text{ Kilogr.}$$

hiezu für $n = 40$:

$$R = 2{,}71 \text{ Met.;}$$

egen $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ ist gemäss Tab. C (Tab. Th. S. 81)

$$G = 1{,}36\ .\ 2560 = 3482 \text{ Kilogr.}$$

nn ist gemäss Tab. D

$$a = 0{,}405 \sqrt{3482} = 24 \text{ Centm.}$$
$$b = \frac{1}{2}\ a = 12 \text{ Centm.}$$

Sollte uns dieses Schwungrad etwa zu gross erscheinen, so finden wir auf S. 85 des Tab. Th. zu $N = 80$ und $n = 40$ zunächst

$$G_e = 3680 \text{ Kgr.}$$

und

$$R = 2{,}26 \text{ Met.}$$

Sodann ist

$$G = \alpha G_c = 1{,}36 \times 3680 = 5000 \text{ Kgr.}$$

Hiezu ergibt sich mittelst Tab. *D*:

$$a = 0{,}443 \sqrt{5000} = 31{,}3 \text{ Centim.}$$

$$b = \frac{1}{2} a = 15{,}7 \text{ Centim.}$$

Zeile 6 der „allgemeinen Tab.“ *A* (Tab. Th. S. 78) würde in Bezug auf Grösse und Gewicht zu dem Mittel dieser beiden Schwungräder führen.

Zweites Beispiel.

Für eine Volldruckdampfmaschine von 80 Pfdkft. bei 40 Umgängen pro Min. soll das Schwungrad den Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ darbieten. Es ist diesfalls

$$N = 80$$

$$n = 40$$

hiezu gibt S. 85 des Tab. Th.

$$G_e = 3680 \text{ Kilogr.}$$

$$R = 2{,}26 \text{ Met.}$$

Da hier $\frac{s_1}{s} = 0{,}91$ (Volldruck), mithin gemäss Tab. *C* (Tab. Th. S. 81) $\alpha = 1$ ist, so ist auch

$$G = 3680 \text{ Kilogr.}$$

Die Tab. *D* gibt für $R = 2{,}26$ Met.

$$x = 0{,}443 \text{ also}$$

$$a = 0{,}443 \sqrt{3680} = 27 \text{ Centm.}$$

$$b = \frac{1}{2} a = 13{,}5 \text{ Centm.}$$

Wie würde sich das Schwungrad derselben Maschine gestalten, wenn es den Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ nur gewähren soll, während die Maschine mit 3facher Expansion arbeitet, wobei $N = 42$ Pfdk. bei $n = 40$ Umgängen geleistet werden?

Bei derselben Tab. S. 85 verbleibend erhalten wir

$$G_e = 1932 \text{ Kilogr.}$$

$$R = 2{,}26 \text{ Met.}$$

zu $\frac{s_1}{s} = 0{,}333$ gibt die Tab. *C* (Tab. Th. S. 81) $\alpha = 1{,}36$ mith[...]st

$$G = 1{,}36 \,.\, 1932 = 2628 \text{ Kgr.}$$

sofort ist mit Hilfe der Tab. D:

$$a = 0{,}443 \sqrt{2628} = 22{,}7 \text{ Centm.}$$

$$b = \frac{1}{2} a = 11{,}3 \text{ Centm.}$$

Drittes Beispiel.

Zu den S. 175 bis 178 berechneten beiden Dampfmaschinen von 60 Pfdk. bei 60 Umgängen pro Min. sollen die Schwungrad-Gewichte (behufs der dortigen Rechnungs-Controle nach Völckers) für den gewöhnlichen Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ ermittelt werden.

1. Für die Auspuffmaschine (S. 176) ist

$$N = 60$$

$$n = 60$$

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}3$$

hiezu gibt S. 84 des Tab. Th.

$$G_c = 1920 \text{ Kgr.}$$

$$R = 1{,}47 \text{ Met.}$$

zu $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ gibt S. 81 des Tab. Th.

$$\alpha = 1{,}41$$

hiemit wäre

$$G = 1{,}41 \times 1920 = 2707 \text{ Kgr.}$$

Auf ein grösseres und leichteres Schwungrad führt S. 83 des Tab. Th., wonach

$$G_c = 1332 \text{ Kgr.}$$

$$R = 1{,}77 \text{ Met.}$$

$$G = 1{,}41 \times 1332 = 1880 \text{ Kgr.}$$

(Dieses Schwungrad ist bei der Rechnungs-Controle S. 177 ins Auge gefasst worden.)

2. Für die Condensationsmaschine (S. 178) ist:

$$N = 60$$

$$n = 60$$

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

Hiezu gibt S. 84 des Tab. Th. ebenfalls

$$G_c = 1920 \text{ Kgr.}$$

$$R = 1{,}47 \text{ Met.}$$

ı $\frac{s_1}{s} = 0{,}2$ gibt S. 81 des Tab. Th.

$$\alpha = 1{,}66$$

iemit wäre

$$G = 1{,}66 \times 1920 = 3187 \text{ Kgr.}$$

Auf ein grösseres und leichteres Schwungrad führt S. 83 des Tab. Th., wonach

$$G_e = 1332 \text{ Kgr.}$$
$$R = 1{,}77 \text{ Met.}$$
$$G = 1{,}66 \times 1332 = 2211 \text{ Kgr.},$$

welche Grösse bei der Rechnungs Controle S. 179 ins Auge gefasst wurde.

Viertes Beispiel.

Ziehen wir noch das Schwungrad der auf S. 193 berechneten, langsam gehenden Dampfmaschine in Betracht; es ist diessfalls

$$N = 60$$
$$n = 30$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}2$$

Hiefür gibt Zeile 8 S. 78 des Tab. Th.

$$G_e = 55{,}2\ N = 3312 \text{ Kgr.}$$
$$R = 5{,}212\ t = 5{,}212 \times 0{,}6086 = 3{,}17 \text{ Met.}$$
$$G = 1{,}66\ G_e = 5500 \text{ Kgr.}$$

Berechnung der Schwungräder für Doppelmaschinen (Schwester- oder Zwillings-Maschinen).

Für Doppel- oder Schwestermaschinen mit unter 90° verstellten Kurbeln hat man allgemein

$$G_e = \frac{500\, i\, N}{V^2 n}.$$

Es genügt demnach bei diesen Maschinen $\frac{1}{10}$ der lebendigen Kraft des nach vorangegangener Anleitung berechneten Schwungringes. Man kommt auf gute Verhältnisse des Schwungrades, wenn man die Grössen G und R ganz nach dieser gegebenen Anleitung ermittelt, als ob die gleiche Leistung N von einer einfachen Maschine bei dem betreffenden Füllungsgrade entwickelt würde; dann ist das für die Doppelmaschine erforderliche Schwunggewicht

$$G' = \tfrac{1}{3}\ G;$$

und der äussere Schwunghalbmesser

$$R' = 0{,}55\ R.$$

Bei Berechnung der diessfälligen Querschnittsdimensionen a' und b' hat man mit der Grösse R' (statt R) in die Tab. D, S. 81 des Tab. Th. einzugehen, und hat dann:

$$a' = x\sqrt{G'}$$
$$b' = \tfrac{1}{2}\,a'.$$

Z. B. eine Schwesterdampfmaschine entwickelt

$$N = 100 \text{ Pfdk.}$$
bei $n = 32$ Umgängen pro Min.

und bei der Füllung

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}25;$$

das zu berechnende Schwungrad soll den Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ gewähren.

Man hat zunächst für eine gleich starke einfache Maschine gemäss S. 85 des Tab. Th.

$$G_e = 4600 \text{ Kgr.}$$
$$R = 3{,}15 \text{ Met.}$$

zu $\frac{s_1}{s} = 0{,}25$ gibt S. 81 des Tab. Th. $\alpha = 1{,}52$, folglich

$$G = 1{,}52 \,.\, 4600 = 7000 \text{ Kgr.}$$

Für die Schwestermaschine ist das Schwunggewicht $G' = \frac{1}{3}\,G = 2333$ Kilogr.; der äussere Schwunghalbmesser

$$R' = 0{,}55\; R = 1{,}73 \text{ Met.};$$

zu diesem Halbmesser gibt die Tab. D (S. 81 des Tab. Th.)

$x = 0{,}508$; mithin ist

$$a' = 0{,}508\sqrt{2333} = 24{,}5 \text{ Centm.}$$
$$b' = \frac{1}{2}\,a' = 12{,}3 \text{ Centm.}$$

Zeile 6 oder 5 der „allgem. Tabelle“ A (Tab. Th. S. 78) würde ein grösseres und leichteres Schwungrad geben.

---

2. Kapitel.

Die meist angewandten Schiebersteuerungen der gewöhnlichen Dampfmaschinen.

Die richtige Dampfvertheilung zu beiden Seiten des Dampfmaschinenkolbens wird in den meisten Fällen mit Hilfe von Schiebern bewerkstelligt, welche durch excentrische Scheiben ihre zweckentsprechende Bewegung erhalten, derart, dass vom Beginn der Kolbenbewegung hinter dem Kolben die Dampfeinströmung (Admission) und nach einem gewissen zurückgelegten Kolbenwege die Absperrung des Dampfes stattfinde, d. h. die Expansion eingeleitet werde, welche nahe bis zur Beendigung des Kolbenhubes andauern soll, während vor dem Kolben vom Beginn des Kolbenhubes eine möglichst ungehinderte Dampfausströmung (Emission) stattzufinden hat.

Diese Dampfvertheilung besorgt im Wesentlichen der sogenannte „Dampfvertheilungsschieber“, seiner Form wegen auch der „Muschelschieber“ genannt.

Bei den gewöhnlichen, stets nach einerlei Richtung rotirenden Dampfmaschinen bewirkt der Vertheilungsschieber die Dampfabsperrung hinter dem Kolben erst, nachdem dieser den grössten Theil seines Hubes zurückgelegt hatte.

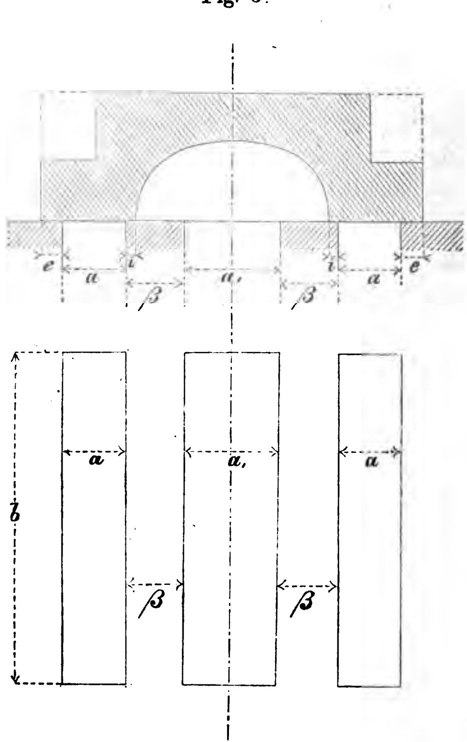
Die Function der gewünschten frühzeitigeren Absperrung zum Zwecke einer namhafteren Expansion übernimmt sodann eine besondere Vorrichtung (Expansionsvorrichtung), in der Regel ein zweiter Schieber (Expansionsschieber).

Wir betrachten hier zunächst den Vertheilungsschieber in seiner gewöhnlichen Bethätigung durch ein separates „Vertheilungsexcenter“ und sodann die gangbarsten Expansionsschieber.

Der Vertheilungsschieber.

Der Vertheilungsschieber (Fig. 3) spielt mit seinen beiden Lappen und mit seiner muschelförmigen Aushöhlung

Fig. 3.



über den Mündungen dreier Canäle a, a_1, a, wovon die beiden äusseren (a) zu je einem Cylinderende führen, der mittlere (a_1) hingegen mit dem Auspuffrohre (bei einer Auspuff-Maschine) oder aber mit dem Condensator (bei

einer Condensations-Maschine) communicirt. Der Raum ober dem Schieber bildet eine Kammer, welche durch die Dampfleitung mit dem Dampfkessel in Verbindung zu bringen ist.

Für die Kolbenbewegung nach links muss der Schieber im Wesentlichen aus seiner (in Fig. 3. *w* gezeichneten) Mittellage ebenfalls nach links, für die Kolbenbewegung nach rechts aber desgleichen nach rechts verrückt sein, damit stets hinter dem Kolben die Communication mit der Dampfkammer, vor dem Kolben aber mit dem Ausströmungs- oder Emissionsraume a_1 hergestellt sei. Dieser Anforderung würde (bei directer Verbindung der Excenterstange mit der Schieberstange und bei paralleler Richtung der letzteren mit der Cylinderaxe) eine Verstellung des Excenters gegen die Kurbel um 90° (nach vorwärts) entsprechen, wobei die Schieberlappen genau eine Breite gleich der Canalweite *a* zu besitzen hätten. Diese Gleichheit ist nun zuvörderst aus Rücksicht für die Dampfökonomie nicht zulässig, und es müssen die Schieberlappen stets um ein Gewisses breiter sein als die Canalweite *a*. Die betreffenden Ueberragungen (Deckungen) macht man bei der erwähnten Einrichtung des Vertheilungsexcenters möglichst klein.

Eine solche allerdings sehr einfache und in der Anwendung zuweilen vorkommende Einrichtung des Vertheilungsschiebers (Schieber „ohne Voreilen“) besitzt einen sehr wesentlichen Mangel. Bei Beginn eines jeden Kolbenhubes (Hubwechsel) ist nämlich — selbst wenn man verschwindend kleine Deckungen hätte — der Dampfcanal *a* auf der Einströmungs- und Ausströmungsseite noch gedeckt und findet die Canaleröffnung erst nach Beginn der Kolbenbewegung allmälig statt. Deshalb stellt sich einerseits der Dampfdruck hinter dem Kolben nicht zeitlich genug ein, andererseits — was noch viel wesentlicher ist — kann der der Bewegung hinderliche Dampf vor dem Kolben nicht rechtzeitig und nicht schnell genug entweichen,

d. h. man hat einen unliebsam bedeutenden Vorderdampfdruck.

Wenn der Vertheilungsschieber richtig functioniren soll, so muss bei Beginn des Kolbenhubes der Dampfcanal auf der Einströmungsseite (hinter dem Kolben) wenigstens zum Theile, der Canal auf der Ausströmungsseite (vor dem Kolben) aber um ein Namhaftes bereits geöffnet sein. Zu diesem Zwecke verstellt man (bei directer Verbindung der Excenterstange mit der Schieberstange und bei paralleler Richtung der letzteren mit der Cylinderaxe) das Vertheilungsexcenter anstatt um 90° vielmehr um $90° + \delta$ gegen die Kurbel nach vorwärts und macht die äussere Deckung e um ein Entsprechendes grösser als die innere Deckung i (Fig. 3).

Man nennt δ den „Voreilwinkel" oder das „Winkelvoreilen" und die Grösse, um welche der Dampfcanal auf der Einströmungsseite bei Beginn des Kolbenhubes bereits eröffnet ist, das „lineare Voreilen", insbesondere auch das lineare „äussere" Voreilen im Gegensatze zu dem linearen „inneren" Voreilen, welches durch die anfängliche Grösse der Canaleröffnung auf der Ausströmungsseite bestimmt ist.

In dem Folgenden werden die genannten für die Dampfvertheilung massgebenden Grössen in näheren Betracht gezogen werden.

Den Ausgangspunkt bei dieser Betrachtung bildet die Canalweite a. Dieselbe wird der Bedingung gemäss festgesetzt, dass der Dampfcanal-Querschnitt $a \times b$ (siehe Fig. 3.) im Verhältnisse zu der Dampfkolbenfläche $\frac{D^2\pi}{4}$ und zu der Dampfkolbengeschwindigkeit c eine entsprechende Grösse erhalte. Es war bisher üblich bei den stationären Maschin vermöge der ihnen meist zukommenden mässigen Dam spannungen und Kolbengeschwingkeiten das Product

$$ab = \frac{1}{20} \frac{D^2\pi}{4}$$

und bei den Locomotiven vermöge ihrer bedeutenderen Spannungen und Geschwindigkeiten

$$ab = \frac{1}{15} \frac{D^2\pi}{4}$$

anzunehmen.

Diese Erfahrungsdaten kann man nach Prof. Radinger in der empirischen Regel zusammenfassen

$$ab = \frac{c}{30} \frac{D^2\pi}{4}$$

welche für $c = 1{,}5$ Met. auf obigen Ausdruck $ab = \frac{1}{20} \frac{D^2\pi}{4}$ und für $c = 2$ Met. auf jenen $ab = \frac{1}{15} \frac{D^2\pi}{4}$ führt.

Hienach würde die mittlere Geschwindigkeit des Dampfes in den Canälen stets 30 Met. betragen. Dies ist allerdings bloss bei einer gewissen Dampfspannung — etwa 4 Atmosphären — gerechtfertigt, und es mag dahingestellt bleiben, ob nicht die folgende Regel als vollends berechtigt anzusehen wäre:

$$ab = \frac{c}{15\sqrt{p_1}} \frac{D^2\pi}{4};$$

darin sind a, b und D in dem gleichen Masse auszudrücken, c bezeichnet die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Met., p_1 die absolute Admissionsspannung in Atmosphären. Hienach wäre die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf die Canäle durchströmt, der Quadratwurzel aus der Dampfpannung proportional, was der Natur der Sache selbst vom heoretischen Standpunkte entspricht.

Die Grösse des Querschnittsverhältnisses $ab : \frac{D^2\pi}{4}$ ürde sich sodann abgerundet nach dem folgenden Schema estalten.

Schema

über die Werthe von $\frac{ab}{D^2\frac{\pi}{4}}$.

$c=$	$1{,}2^m$	$1{,}4^m$	$1{,}6^m$	$1{,}8^m$	2^m	$2{,}3^m$	$2{,}6^m$	3^m
$p_1 = 3$ Atm.	$^1/_{22}$	$^1/_{19}$	$^1/_{16}$	$^1/_{14}$	$^1/_{13}$	—	—	—
$p_1 = 4$ Atm.	$^1/_{25}$	$^1/_{21}$	$^1/_{19}$	$^1/_{17}$	$^1/_{15}$	$^1/_{13}$	—	—
$p_1 = 6$ Atm.	—	$^1/_{26}$	$^1/_{23}$	$^1/_{20}$	$^1/_{18}$	$^1/_{16}$	$^1/_{14}$	—
$p_1 = 8$ Atm.	—	—	$^1/_{26}$	$^1/_{24}$	$^1/_{21}$	$^1/_{18}$	$^1/_{16}$	$^1/_{14}$
$p_1 = 10$ Atm.	—	—	—	$^1/_{26}$	$^1/_{24}$	$^1/_{21}$	$^1/_{18}$	$^1/_{16}$

Dieses Schema kann von Denjenigen, die von meiner obigen Regel Gebrauch machen wollen, zum Heraussuchen des passenden Canalquerschnittverhältnisses in allen Fällen mit Leichtigkeit benützt werden. *)

Nach geschehener Feststellung dieses Verhältnisses nimmt man ein passendes Verhältniss zwischen den Dimensionen b und a an; und zwar bewegt sich die Grösse $\frac{b}{a}$ in der Regel zwischen 7 (bei den grössten Maschinen) und 4 (bei den kleinsten Maschinen).

Die folgende Tabelle gibt für die vorkommenden Werthe des Canalquerschnittverhältnisses $ab : \frac{D^2\pi}{4}$ und des Verhältnisses $b : a$ jede der beiden Dimensionen b und a als Vielfaches des Kolbendurchmessers D.

*) Es ist zu betonen, dass es sich nicht empfiehlt, den Canal-querschnitt a × b allzugross zu machen, da ja mit demselb der schädliche Raum wächst; man mache a × b eben der Not wendigkeit entsprechend — etwa nach obiger Regel, sorge ab dafür, dass die Dampfcanäle durch den Schieber reichlich eröffn werden; diess wird entschieden besser sein, als sehr geräumi Canäle, welche durch den Schieber nur spärlich eröffnet würd

Tabelle zur Bestimmung der Dampfcanal-Dimensionen *a* und *b*.

$\frac{ab}{D^2\frac{\pi}{4}}$	$\frac{b}{a} =$	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4
$^1/_{24}$	$a =$ $b =$	0,0684 D 0,479 D	0,0710 D 0,461 D	0,0739 D 0,443 D	0,0771 D 0,424 D	0,0809 D 0,405 D	0,0853 D 0,384 D	0,0904 D 0,362 D
$^1/_{22}$	$a =$ $b =$	0,0714 D 0,500 D	0,0741 D 0,482 D	0,0771 D 0,463 D	0,0806 D 0,443 D	0,0845 D 0,423 D	0,0891 D 0,401 D	0,0945 D 0,378 D
$^1/_{20}$	$a =$ $b =$	0,0749 D 0,524 D	0,0777 D 0,505 D	0,0809 D 0,485 D	0,0845 D 0,465 D	0,0886 D 0,443 D	0,0934 D 0,420 D	0,0991 D 0,396 D
$^1/_{19}$	$a =$ $b =$	0,0769 D 0,538 D	0,0798 D 0,518 D	0,0830 D 0,498 D	0,0867 D 0,477 D	0,0909 D 0,455 D	0,0958 D 0,431 D	0,1017 D 0,407 D
$^1/_{18}$	$a =$ $b =$	0,0790 D 0,553 D	0,0819 D 0,533 D	0,0853 D 0,512 D	0,0891 D 0,490 D	0,0934 D 0,467 D	0,0985 D 0,443 D	0,1044 D 0,418 D
$^1/_{17}$	$a =$ $b =$	0,0812 D 0,569 D	0,0843 D 0,548 D	0,0877 D 0,526 D	0,0917 D 0,504 D	0,0961 D 0,481 D	0,1013 D 0,456 D	0,1075 D 0,430 D
$^1/_{16}$	$a =$ $b =$	0,0837 D 0,586 D	0,0869 D 0,565 D	0,0905 D 0,543 D	0,0945 D 0,520 D	0,0991 D 0,495 D	0,1045 D 0,470 D	0,1108 D 0,443 D
$^1/_{15}$	$a =$ $b =$	0,0865 D 0,605 D	0,0898 D 0,583 D	0,0934 D 0,561 D	0,0976 D 0,537 D	0,1023 D 0,512 D	0,1079 D 0,485 D	0,1144 D 0,458 D
$^1/_{14}$	$a =$ $b =$	0,0895 D 0,627 D	0,0929 D 0,604 D	0,0967 D 0,580 D	0,1010 D 0,555 D	0,1059 D 0,530 D	0,1116 D 0,502 D	0,1184 D 0,474 D

Beispiel.

Für die S. 175 und 177 berechneten Dampfmaschinen von 60 Pfdk. sind die Dampfcanaldimensionen a und b zu bestimmen.

Es ist diessfalls die Admissionsspannung $p_1 = 5^1/_2$ Atm. und die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{,}6$ Met.; hiefür gibt obiges Schema

$$\frac{ab}{D^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{1}{22}$$

als genügend an.

Nimmt man $\frac{b}{a} = 6$, so hat man gemäss obiger Tabelle

$$b = 0{,}463\ D$$
$$a = 0{,}0771\ D$$

Für die Auspuffmaschine wurde $D = 0{,}42$ Met. und für die Condensationsmaschine $D = 0{,}41$ Met. festgesetzt. Es wäre daher für die Auspuffmaschine

$$b = 0{,}463 \times 0{,}42 = 0{,}194^{\text{m}}$$
$$a = 0{,}0771 \times 0{,}42 = 0{,}0324^{\text{m}}$$

und für die Condensationsmaschine

$$b = 0{,}463 \times 0{,}41 = 0{,}190^{\text{m}}$$
$$a = 0{,}0771 \times 0{,}41 = 0{,}0316^{\text{m}}.$$

Für die Ausführung würde man wohl in beiden Fällen

$$a = 32^{\text{mm}}$$

nehmen.

Nach Feststellung der Canalweite a wird der Vertheilungsschieber und sein Excenter gewöhnlich eingerichtet wie folgt:

Voreilwinkel	δ	$= 20^0$
Excentricität	r	$= \frac{12}{11}\ a$
Aeussere Deckung	e	$= \frac{1}{4}\ r$
Innere Deckung	i	$= \frac{1}{12}\ r$
Lineares (äusseres) Voreilen	v	$= \frac{1}{10}\ r$
Stegbreite	β	$= \frac{1}{2}\ a + 1^{\text{cm}}$
Emissionscanal-Weite	a_1	$\overline{\overline{>}}\ r + a + i -$

Hiebei ist

$$a = \frac{11}{12} r = r - \frac{1}{12} r = r - i$$

oder

$$r = a + i,$$

welcher Bedingung gemäss bei der äussersten Schieberstellung der Dampfcanal auf der Ausströmungsseite eben ganz geöffnet wird; gleichzeitig bietet, wenn

$$a_1 = r + a + i - \beta$$

gemacht wird, der Dampfabfluss- oder Emissionscanal gerade eine Oeffnung $= a$.

Die hier angegebene Einrichtung des Vertheilungsschiebers ist, als für die gewöhnlichen Verhältnisse passend und in der Anwendung meist vorkommend, in der vorangehenden „Dampfmaschinentheorie" bei den betreffenden Specialisirungen ins Auge gefasst worden.

Von dieser „normalen" Einrichtung weicht man indessen in der Anwendung zuweilen mit Recht ab. Zunächst werden namentlich bei grosser Kolbengeschwindigkeit grössere Eröffnungen der Dampfcanäle angestrebt, als es jene Einrichtung gestattet, namentlich wünscht man, dass bei der äussersten Schieberlage der Canal auch auf der Einströmungsseite ganz geöffnet sei, zu welchem Zwecke die Beziehung

$$r = a + e$$

(anstatt der obigen $r = a + i$) zur Anwendung kommt.

Man hat sodann, wenn der Voreilwinkel $\delta = 20^0$ beibehalten wird:

$$r = \frac{4}{3} a$$

$$e = \frac{1}{4} r$$

$$i = \frac{1}{12} r$$

u machen, wenn das lineare (äussere) Voreilen

$$v = \frac{1}{10} r$$

wie oben betragen soll; β und α_1 werden wie vorher bestimmt.

Der nach Vorangehendem eingerichtete Vertheilungsschieber sperrt den Dampf auf der Einströmungsseite nach einem zurückgelegten Kolbenwege von 91% des Hubes ab, d. h. bewirkt die Füllung 0,91.

Dies entspricht vollständig, wenn, wie dies bei stationären Maschinen vorwaltend der Fall ist, die Grösse der Füllung durch eine besondere Expansions-Vorrichtung regulirt wird, und wenn andererseits die Maschine nur nach einer Richtung umlauft, also keine Umsteuerungs-Coulisse besitzt.

Ist nun eine besondere Expansions-Vorrichtung nicht vorhanden, was allerdings in der Regel nur bei den Maschinen kleinsten Calibers der Fall ist, so erscheint eine kleinere durch den Vertheilungsschieber bedingte Füllung als die obige (0,91) wünschenswerth und es ist sodann zu diesem Zwecke der Voreilwinkel $\delta > 20^0$ zu machen.

Das Gleiche scheint mir auch bei den Coulissen-Maschinen empfehlenswerth, weil die durch die Coulisse dargebotene Expansion desto höher zu treiben ist, je grösser der Voreilwinkel der beiden Vertheilungs-Excenter gemacht wird. Es würde in den genannten Fällen die ehemals bei allen Maschinen beobachtete Annahme entsprechend sein:

$$\delta = 30^0.$$

Will man hiebei den oben festgehaltenen Rücksichten Rechnung tragen, so wäre der Vertheilungsschieber einzurichten wie folgt, u. z.:

wenn erstlich bei der äussersten Schieberstellung der Dampfcanal bloss auf der Ausströmungsseite völlig geöffnet sein und das lineare (äussere) Voreilen $\frac{1}{10}\,r$ betragen soll:

$$\delta = 30^0$$

$$r = \frac{10}{9}\,a$$

$$e = \frac{4}{10}\,r$$

$$i = \frac{1}{10} r$$

wenn hingegen bei der äussersten Schieberstellung der Dampfcanal auch auf der Einströmungsseite völlig geöffnet sein und das lineare (äussere) Voreilen wieder $\frac{1}{10} r$ betragen soll:

$$\delta = 30^0$$

$$r = \frac{5}{3} a$$

$$e = \frac{4}{10} r$$

$$i = \frac{1}{10} r$$

Dabei ist wie vordem

$$\beta = \frac{1}{2} a + 1^{cm}$$

und

$$a_1 \overline{\overline{>}} r + a + i - \beta$$

zu machen.

Der in der angeführten beiderlei Weise eingerichtete Vertheilungsschieber sperrt den Dampf auf der Einströmungsseite nach 80% des zurückgelegten Hubes ab.

Etwaigen anderweitigen Anforderungen an den Vertheilungsschieber z. B. einer noch kleineren Füllung als 0,80, einer reichlicheren Eröffnung der Dampfcanäle u. dgl. kann am besten mit Zuhilfenahme von graphischen Darstellungen (Schieberdiagrammen) nach dem folgends zu betrachtenden Vorgange entsprochen werden.

Darstellung der Dampfvertheilung durch den Muschelschieber.

(Schieberdiagramm nach Zeuner.)

Die gerechtfertigte Anforderung an den Vertheilungsschieber (Muschelschieber), dass durch denselben bereits vor Beginn des Hubes der Dampfcanal auf der Admissionseite, um so mehr aber jener auf der Emissionsseite zum

Theile geöffnet sei, zu welchem Zwecke das Voreilen und die beiden Deckungen als nothwendig befunden wurden, hat zur Folge, dass einerseits auf der erstgenannten Seite (Admission) vor Beendigung des nächst vorangegangenen Hubes der Admissionsdampf dem Kolben hat entgegentreten müssen (Gegendampf), und dass andererseits auf der zweitgenannten Seite (Emission) vor Beendigung des nächst vorangehenden Hubes der Raum hinter dem Kolben hat mit dem Emissionsrohre in Communication treten müssen (Austritt des Hinterdampfes).

Beiderseits musste aber u. z. zwischen der Admission und dem Dampfaustritt hinter dem Kolben, sowie zwischen der Emission und dem Gegendampf vor dem Kolben der betreffende Schieberlappen seinen Dampfcanal passiren, welcher Umstand zwischen der Admission und dem Dampfaustritt hinter dem Kolben die Absperrung und hiemit die Expansion, so wie zwischen der Emission und dem Gegendampfe vor dem Kolben die Absperrung und hiemit die Compression zur Folge hat.

Die genannten Phasen der Dampfvertheilung sind nun zu studiren, namentlich die zurückgelegten Kurbelwinkel und (relativen) Kolbenwege kennen zu lernen, bei welchen diese Phasen eintreten, um sodann die Art der Dampfvertheilung bei einer gewissen Einrichtung der Schiebersteuerung gehörig beurtheilen, aber auch umgekehrt die Schiebersteuerung gewissen Anforderungen entsprechend einrichten zu können.

Dieses Studium ist nun mit aller Präcision durchführbar, insoferne zwischen dem Dampfkolben und Dampfschieber ein mechanischer Zusammenhang nach ganz bestimmtem Gesetze stattfindet, welches Gesetz sich überdies sehr einfach gestaltet, wenn man von der endlichen Länge der Excenter- und Schubstange absieht, also die beiden Längen relativ sehr gross annimmt, welche [illegible]nahme für die Zwecke der Anwendung allerdings wohl [illegible]lässig ist.

Analytisch gelangt man zu jenem Gesetze, indem man die Gleichung für die Kolbenbewegung mit der Gleichung für die Schieberbewegung — die zurückgelegten Wege betreffend — in Bezug auf den Kurbelwinkel coëxistiren lässt. Die Discussion dieses Gesetzes kann sodann entweder rechnungsgemäss, wie dies auf S. 48 u. ff. im Wesentlichen geschehen, oder aber auf dem bequemeren graphischen Wege vorgenommen werden.

Wir schlagen hier am Schlusse der betreffenden Betrachtung den letzteren von Prof. Zeuner ursprünglich angegebenen und seitdem mit einem für den Fortschritt der Dampfmaschinentechnik höchst erspriesslichen Erfolge allgemein betretenen Weg ein.

Wir nehmen an, dass die Schieberstange von der Excenterstange direct (ohne eine Hebelvermittlung) angegriffen wird, und dass der Schieberspiegel mit der Axe des Dampfcylinders parallel ist. Unter dieser Voraussetzung geht das Vertheilungsexcenter um den Winkel $90^0 + \delta$ der Kurbel vor, wobei δ den Voreilwinkel bezeichnet, und die Excentricität ist mit dem halben Schieberhub r gleich gross.

Bemerkung. In den von der hier gemachten Annahme abweichenden Fällen muss das Vertheilungsexcenter gegen die Maschinenkurbel um einen anderen Winkel als $90^0 + \delta$ verstellt sein, und gestaltet sich auch die wirkliche Grösse r_1 der Excentricität von r nach Umständen verschieden.

Wie jener Winkel und die Grösse r_1 in verschiedenen Fällen aus δ und r zu bestimmen sind, wird später angegeben werden.

Bezeichnet demnach in Fig. 4 für die Kurbelbewegung in der Pfeilrichtung O das Wellenmittel, OM_0 die anfängliche todte Kurbellage, so mache man:

$$OY \perp OM_0$$

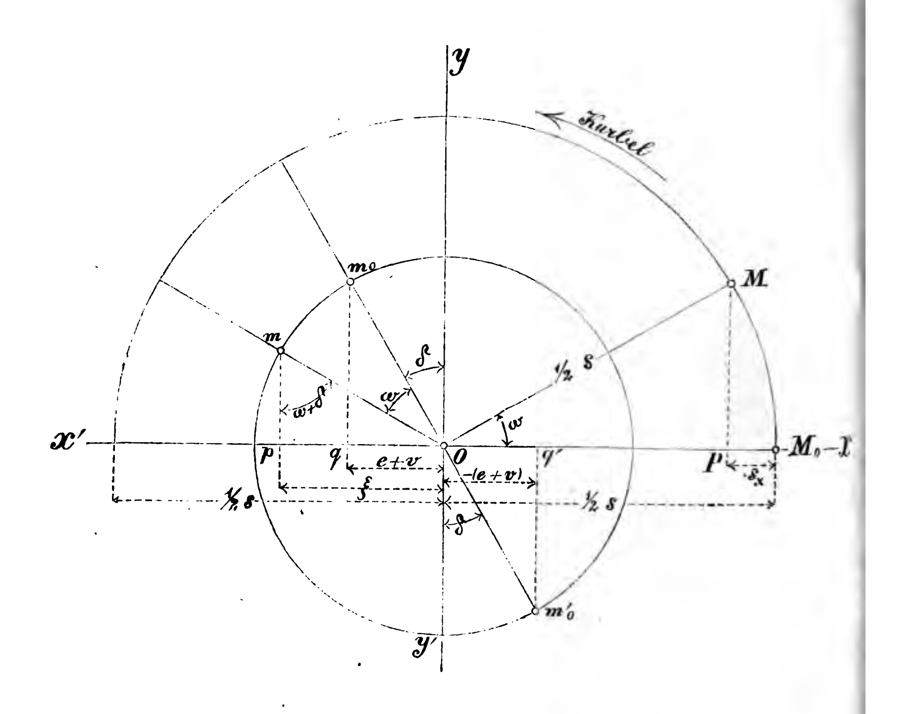
$$\measuredangle\, YOm_0 = \delta$$

und

$$Om_0 = r$$

ann ist m_0 die Lage des Excentermittels für jene todte urbellage.

Fig. 4.



Beschreibt nun für einen zu betrachtenden einfachen Kolbenhub von rechts nach links die Kurbel in der angedeuteten Pfeilrichtung aus der Lage OM_0 in irgend eine Lage OM den (beliebigen) Winkel ω, so kommt das Excenter nach Om, und es ist für diesen beliebigen Kurbelwinkel die Lage des Kolbens und die gleichzeitige Lage des Schiebers zu ermitteln, beziehungsweise es sind die beiderseits zurückgelegten Wege durch die massgebenden Grössen auszudrücken.

Wir messen zunächst den zurückgelegten Kolbenwe s_x von der äussersten, der anfänglichen todten Kurbella OM_0 entsprechenden Kolbenstellung, so dass (unter d bereits erwähnten Annahme einer unendlich langen Schu

stange) für den Kurbelwinkel ω gemäss Fig. 4 der zurückgelegte Kolbenweg

$$s_x = M_0 P.$$

Bezeichnet s den Kolbenhub, somit $\frac{1}{2} s$ die Kurbellänge, so hat man

$$s_x = \frac{1}{2} s (1 - \cos \omega) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{I)}$$

als allgemeine Gleichung der Kolbenbewegung.

Den Schieberweg wollen wir nicht aus der anfänglichen Schieberlage, sondern aus einem fixen Punkte seiner Bahn, nämlich aus seiner Mittellage messen, und im Sinne der Kolbenbewegung, also im vorliegenden Falle links von der Mittellage als positiv annehmen.

Demgemäss ist der Schieberweg ξ als Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage für den (beliebigen) Kurbelwinkel ω gemäss Fig. 4 durch Op dargestellt u. z. hat man

$$\xi = r \sin (\omega + \delta) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \text{II)}$$

als allgemeine Gleichung der Schieberbewegung.

Dem obigen Uebereinkommen gemäss hat der Schieber für $\omega = 0$ einen (anfänglichen) Werth ξ_0 und zwar hat man einerseits aus Gleichung II)

$$\xi_0 = r \sin \delta$$

Andererseits wird, wenn ξ_0 um v grösser ist als die äussere Deckung e, auch

$$\xi_0 = e + v$$

Dabei stellt v die Grösse der anfänglichen Dampfcanaleröffnung auf der Admissionsseite oder das lineare (äussere) Voreilen vor.

Die beiden letzten Gleichungen geben auch die stets giltige Beziehung

$$r \sin \delta = e + v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \text{II')}$$

Im Allgemeinen setzt sich der Schieberweg stets aus ɜr jeweiligen Canaleröffnung und der betreffenden Deckung ·sammen. Bezeichnet also a die Weite der Canaleröffnung ıf der Admissionsseite, a' die gleichzeitige Weite der Canalöffnung auf der Emissionsseite, so hat man

$$\left.\begin{array}{l}\xi = e + \mathfrak{a} \\ \xi = i + \mathfrak{a}'\end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{III)}$$

und

Es ist daher auch stets

$$\left.\begin{array}{l}\mathfrak{a} = \xi - e \\ \mathfrak{a}' = \xi - i\end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \text{III}')$$

und

Wird nun in irgend einem Momente der Schieberbewegung $\xi = e$, so hat man $\mathfrak{a} = 0$ d. h. der Dampfcanal auf der Admissionsseite wird in diesem Momente abgesperrt; wird aber $\xi = i$, so hat man $\mathfrak{a}' = 0$ d. h. es findet Absperrung auf der Emissionsseite statt.

Aus III') ergibt sich ferner

$$\mathfrak{a}' - \mathfrak{a} = e - i$$

wegen $e > i$ stets positiv, d. h. die Weite der Canaleröffnung auf der Emissionsseite ist gegen jene auf der Admissionsseite stets um die Differenz der beiden Deckungen grösser.

Wenn wir nun die eminenten Lagen des Vertheilungsschiebers während eines einfachen Kolbenhubes u. z. mit Rücksicht auf Fig. 4 von rechts nach links mit den hiedurch bedingten Dampfvertheilungsphasen in Betracht ziehen wollen, so müssen wir vor Allem bedenken, dass dieser einfache Kolbenhub so lange dauern wird, bis das Excenter — gleich wie die Kurbel — einen Winkel von 180° beschrieben, d. h. bis dasselbe aus der anfänglichen Lage Om_0 in die Lage Om'_0 gekommen ist. Bei dieser (schliesslichen) Lage ist aber der Schieberweg Oq' numerisch dem anfänglichen $Oq = \xi_0 = e + v$ gleich, jedoch essentiell negativ, weil rechts von der Schiebermittellage befindlich; es ist somit der Schieberweg am Ende des zu betrachtenden Kolbenhubes

$$\xi = -\xi_0 = -(e + v)$$

Von dem anfänglichen Werthe

$$\xi = \xi_0 = (e + v)$$

wird der Schieberweg, wie aus Fig. 4 leicht zu ersel zunächst numerisch zunehmen, bei der Richtung der Exc tricität nach OX' das Maximum

$$\xi_m = r$$

erreichen, weiterhin numerisch abnehmen, bei der Richtung OY' der Excentricität der Nulle gleich werden (Mittellage des Schiebers), und zuletzt negative, numerisch von 0 bis $e + v$ zunehmende Werthe annehmen.

In den Fig. 5 bis 11 sind die eminenten Schieberlagen ersichtlich gemacht und die Mittellage des Schiebers stets punktirt gezeichnet.

Die (anfängliche) Lage des Schiebers bei Beginn des zu betrachtenden einfachen Kolbenhubes ist in Fig. 5 dargestellt und zugleich der (anfängliche) Werth des Schieberweges $\xi = \xi_0 = e + v$ sammt der (anfänglichen) Dampfcanaleröffnung v, so wie die Richtung der Schieber- und Kolbenbewegung durch die beiden Pfeile ersichtlich gemacht; hinter oder rechts von dem Kolben findet, wie ebenfalls angedeutet, Einströmung (Admission), vor oder links von dem Kolben Ausströmung (Emission) des Dampfes statt.

In Fig. 6 kommt der Schieber in seine äusserste Lage links, der Schieberweg erreicht das Maximum seines Werthes $\xi_m = r$, diessfalls $= a + i$, welcher Bedingung gemäss der Canal auf der Ausströmungsseite (links) eben ganz geöffnet ist; sollte dies auch auf der Einströmungsseite stattfinden, so müsste $r = a + e$ gemacht worden sein. Der Schieber beginnt seinen Rückgang (nach rechts).

Weiterhin nimmt demgemäss der Schieberweg ξ ab, die Dampfcanäle werden hiedurch beiderseits verengt, bis in Fig. 7 die äussere Schieberkante rechts die äussere Canalkante erreicht, also der Dampfcanal auf der Admissionsseite gesperrt wird; hier ist $\xi = \xi_1 = e$; hinter dem Kolben (rechts) beginnt die Expansion, vor dem Kolben (links) dauert die Ausströmung noch fort.

Indem der Schieber weiter nach rechts geht, gelangt i Fig. 8 seine innere Kante links an die innere Canalkante, o dass nunmehr auch der Dampfcanal auf der Ausströmungseite abgesperrt wird. Der Schieber steht von seiner Mittelge nur mehr um die innere Deckung i nach links ab, h. es ist $\xi = \xi_2 = i$. Vor dem Kolben (links) beginnt

Fig. 5.

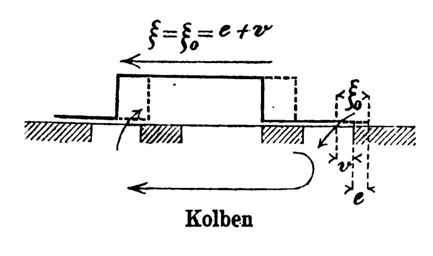


Fig. 6.

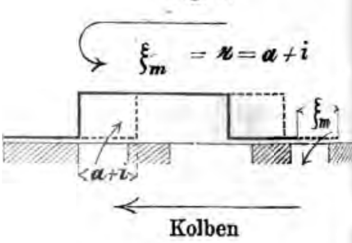


Fig. 7.

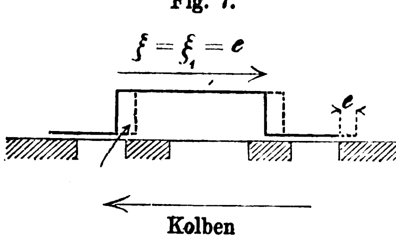


Fig. 8.

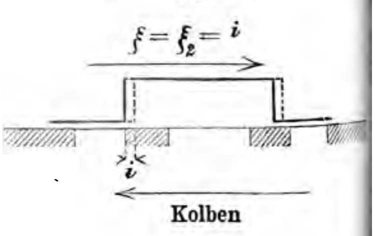


Fig. 9.

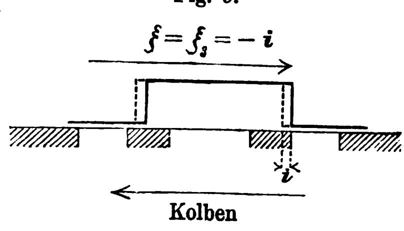


Fig. 10.

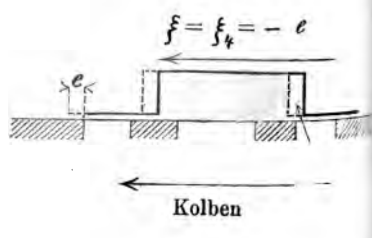
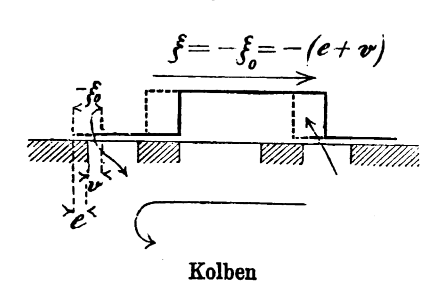


Fig. 11.



(weil der Dampf nicht mehr ausströmen kann) die Compression, während hinter dem Kolben (rechts) die Expansion fortdauert.

Weiter nach rechts sich bewegend erreicht der Schieber alsbald seine Mittellage, welche bereits in Fig. 3 ersichtlich gemacht ward; beide Dampfcanäle sind abgesperrt, so dass die Expansion hinter und die Compression vor dem Kolben weiter fortdauert. (Hiebei ist $\xi = 0$, die Excentricität ist gemäss Fig. 4 nach $O\,Y'$ gerichtet, so dass das Excenter nur mehr den Winkel δ zurückzulegen hat, um seine schliessliche Lage Om'_0 bei dem betrachteten und hiemit zu vollendenden Hube einzunehmen.)

Von hier an, aus der Mittellage nämlich, gelangt der Schieber nach rechts von dieser Mittellage, d. h. der Schieberweg wird negativ, und zwar wird zunächst, wie aus Fig. 9 zu ersehen, $\xi = \xi_3 = -i$, d. h. die innere rechte Schieberkante erreicht die innere Canalkante, so dass der bisher expandirte Hinterdampf in das Emissionsrohr auszutreten beginnt (Dampfaustritt hinter dem Kolben), während vor dem Kolben die Compression fortdauert.

Weiterhin wird $\xi = \xi_4 = -e$, d. h. es gelangt gemäss Fig. 10 die äussere linke Schieberkante an die äussere Canalkante, so dass demnächst die Dampfkammer mit dem Raume vor dem Kolben communicativ wird d. h. die Gegendampfperiode beginnt, während hinter dem Kolben der Dampfaustritt fortdauert.

Zuletzt wird nach Fig. 11 der Schieberweg $\xi = -(e + v)$ also numerisch dem anfänglichen ξ_0 (Fig. 5) gleich, jedoch negativ; der linke Dampfcanal ist um das lineare (äussere) Voreilen v eröffnet, der Schieber ist somit für den Beginn des nachfolgenden einfachen Kolbenhubes (von links nach rechts) vorbereitet.

Es wird sich nun darum handeln, für die hiemit gekennzeichneten eminenten Schieberlagen, namentlich für die mit ξ_1, ξ_2, ξ_3, ξ_4 bezeichneten, durch welche die verschiedenen

Phasen der Dampfvertheilung eingeleitet werden, die gleichzeitig zugehörigen Kurbel- und Kolbenlagen kennen zu lernen.

Zu diesem Zwecke gehen wir zu unseren allgemeinen Gleichungen I) und II) S. 259 für die Kolben- und Schieber-Bewegung zurück; u. z. fanden wir

$$s_x = \frac{1}{2} s (1 - \cos \omega) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (I)$$

$$\xi = r \sin (\omega + \delta) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (II)$$

Setzen wir hier in (II) für ξ nach einander einen der eminenten Werthe ein, so ergibt sich der jeweilig zugehörige Werth des Kurbelwinkels ω, welcher sodann in (I) eingesetzt zu der Kenntniss des betreffenden Kolbenweges, resp. der zugehörigen Kolbenstellung führt. Dies wäre der auf S. 48 u. ff. eingeschlagene rechnungmässige Vorgang. Für den hier zu betretenden graphischen Weg ist der geometrische Ort der Gleichung II) zu eruiren, derart, dass hieraus für jede Grösse des Kurbelwinkels ω die zugehörige Grösse des Schieberweges ξ unmittelbar zu entnehmen wäre; dann wird man gewiss auch umgekehrt für einen gewissen (eminenten) Werth von ξ die Grösse von ω ersehen können; die zugehörige Grösse des Kolbenweges s_x wird sodann entweder mittelst Gleichung I) oder aber nach Fig. 4 leicht zu ermitteln sein.

Die Gleichung II) stellt, wie wir uns ohneweiters überzeugen können, (als Polargleichung für ω als Polarwinkel) einen Kreis dar, welcher leicht zu zeichnen und für unsere Zwecke zu benützen ist.

Ziehen wir (Fig. 12 *a*) die Axe OX und $OY \perp OX$; tragen wir (für die Kurbelbewegung in der Pfeilrichtung) den Winkel δ (Voreilwinkel) rechts von OY bei O auf,*) so

*) Man beachte, dass in dem Diagramm für die Kurbelbewegu in der Pfeilrichtung der Voreilwinkel δ von OY nach rec aufzutragen ist, während derselbe in der Wirklichkeit gem Fig. 4 von OY nach links aufgetragen erscheint.

dass also $\sphericalangle\, YOC = \delta$; machen wir $OC = r$ (Excentricität, beziehungsweise und eigentlich halber Schieberhub) und zeichnen wir über OC als Durchmesser einen Kreis, so ist das Diagramm im Wesentlichen vollendet. Trägt man nämlich von OX aus nach der (Kurbel-) Pfeilrichtung einen beliebig grossen (Kurbel-) Winkel ω auf, so schneidet die betreffende (Kurbel-) Richtung OM jenen Kreis in p; zieht man die Hilfslinie Cp, so entsteht in dem bei p rechtwinkligen Dreiecke COp bei C der Winkel $\omega + \delta$ und es ist sonach die Sehne (radius vector)

$$Op = OC \sin(\omega + \delta) = r \sin(\omega + \delta) = \xi.$$

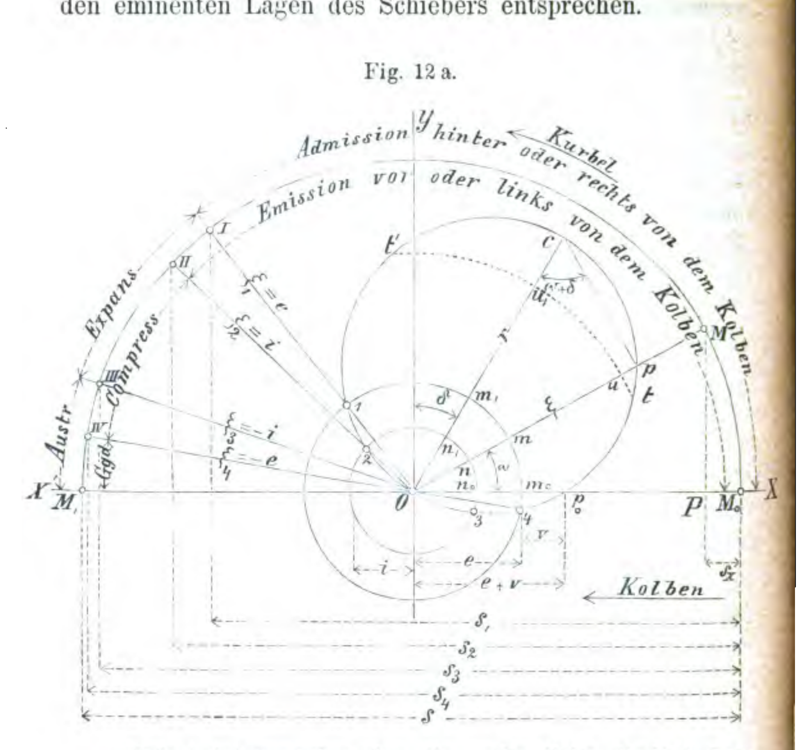
Der in angegebener Weise construirte sogenannte „Schieberkreis“ hat also die Eigenschaft, dass für einen beliebigen aus OX in der Pfeilrichtung zurückgelegten Kurbelwinkel an der betreffenden Kurbelrichtung von O bis zum Schnittpunkte mit jenem Kreise der Schieberweg ξ gemessen wird.

Wir beschreiben um O noch zwei Hilfskreise und zwar mit dem Halbmesser $Om = e$ den „äusseren Deckungskreis“ und mit dem Halbmesser $On = i$ den „inneren Deckungskreis“ zu dem Zwecke, um einerseits für die eminenten Werthe des Schieberweges, welche hauptsächlich durch e und i (positiv und negativ) numerisch gegeben sind, die betreffenden Kurbelrichtungen leicht verzeichnen zu können, und um andererseits für jede beliebige Kurbelrichtung auch die Weite der Dampfcanaleröffnung auf der Admissions- und Emissionsseite ersichtlich zu machen. Ausserdem zeichnen wir um O mit $OM_o = \frac{1}{2}s$ den halben Kurbelkreis in verjüngtem Massstabe, während die übrige Zeichnung in wirklichem — ja selbst auch noch grösserem Masse ausführt werden kann.

Der gezogene Kurbelhalbkreis führt (unter der bereits en gemachten Voraussetzung einer sehr langen Schubstange) ·ch Projection der betreffenden Umfangspunkte auf die

Axe XX' zu der Kenntniss derjenigen Kolbenwege, welche den eminenten Lagen des Schiebers entsprechen.

Fig. 12 a.



Sofort ist zunächst für die anfängliche (todte) Lage OM_o der Kurbel

$$\xi = \xi_o = Op_o = Om_o + m_o p_o = e + v.$$

Die zugehörige Canaleröffnung auf der Admissionsseite ist (gemäss III') $= \xi_o - e = m_o p_o = v$ und auf der Emissionsseite $= \xi_o - i = n_o p_o$; übereinstimmend mit Fig. 5.

Nach einem zurückgelegten (beliebigen) Kurbelwinkel ω — beziehungsweise nach dem aus der Figur ersichtlichen zurückgelegten Kolbenwege s_x — hat man $\xi = Op$, d[illegible] (gemäss III') die beiderseitigen Canaleröffnungen, u. z.

$$\mathfrak{a} = \xi - e = mp$$

und

$$\mathfrak{a}' = \xi - i = np$$

Bemerkung. Sollte, wie häufig der Fall, $r > a + i$ sein, so kann auch $np > a$ (Canalweite) ausfallen; dann wird natürlich $\mathfrak{a}'$ höchstens $= a$ sein können, d. h. die innere Schieberkante wird auf der Emissionsseite über die äussere Canalkante hinübergehen; in solchen Fällen mache man in dem Diagramm $nu = a$ und beschreibe durch u um O den Kreisbogen $t\,t'$; die wirklichen Canaleröffnungen $\mathfrak{a}'$ auf der Ausströmungsseite werden diessfalls (innerhalb des Schieberkreises) vom Umfange des inneren Deckungskreises bis zu jenem Kreisbogen $t\,t'$ gemessen. Es ist sodann innerhalb der beiden Kurbellagen Ot und Ot' der Dampfcanal auf der Emissionsseite gänzlich geöffnet. Wenn aber sogar $r > a + e$ sein sollte, so müsste ein ähnlicher Kreisbogen auch in der Entfernung a von m gezeichnet werden, und es würden dann innerhalb des Schieberkreises die Canaleröffnungen $\mathfrak{a}$ auf der Admissionsseite vom Umfange des äusseren Deckungskreises bis zu diesem Kreisbogen gemessen.

Im Weiteren kommt die Kurbel in die Richtung von $O\,C$, wobei ξ den Maximalwerth $\xi_m = r$ erreicht; — übereinstimmend mit Fig. 6.

Von da an nimmt der Schieberweg ab, bis bei der Kurbelrichtung $O\,I$, welche durch den Schnittpunkt 1 des Schieberkreises mit dem äusseren Deckungskreise geht,

$$\xi = \xi_1 = O1 = e$$

also gemäss III')

$$\mathfrak{a} = 0$$

wird, d. h. auf der Admissionsseite die Absperrung stattfindet, und die Expansion beginnt; übereinstimmend mit Fig. 7.

Weiterhin wird bei der Kurbelrichtung $O\,II$, welche durch den Schnittpunkt 2 des Schieberkreises mit dem inneren Deckungskreise geht

$$\xi = \xi_2 = O2 = i$$

ılso gemäss III'

$$\mathfrak{a}' = 0$$

h. es findet auf der Emissionsseite die Absperrung statt, nd beginnt die Compression; übereinstimmend mit Fig. 8.

Demnächst wird bei derjenigen Kurbelrichtung, welche den Schieberkreis in O tangirt, in der Figur jedoch nicht gezeichnet ist, $\xi = 0$, d. h. der Schieber kommt in seine Mittellage (Fig. 3).

Von da an wird der Schieberweg ξ negativ, in dem Diagramme dadurch ersichtlich, dass nunmehr die Sehnen (ξ) des Schieberkreises nach der über O entgegengesetzt verlängerten Kurbelrichtung abzustechen sind. Es wird zunächst bei der Kurbelrichtung $O\,III$, welche durch den rückwärtigen Schnittpunkt 3 des Schieberkreises mit dem inneren Deckungskreise geht,

$$\xi = \xi_3 = -O3 = -i;$$

es beginnt gemäss Fig. 9 der Dampfaustritt hinter dem Kolben.

Alsbald wird bei der Kurbelrichtung $O\,IV$, welche durch den rückwärtigen Schnittpunkt 4 des Schieberkreises mit dem äusseren Deckungskreise geht,

$$\xi = \xi_4 = -O4 = -e;$$

es beginnt gemäss Fig. 10 der Eintritt des Gegendampfes vor dem Kolben.

Endlich wird bei der (todten) Kurbellage $O\,M_1$ der Schieberweg

$$\xi = -Op_0 = -\xi_0 = -(e+v)$$

übereinstimmend mit Fig. 11; der Kolbenhub ist beendet, und der Schieber für den Beginn des nachfolgenden einfachen Hubes richtig gestellt.

An dem Kurbelhalbkreise des Diagrammes sind die einzelnen Perioden der Dampfvertheilung u. z. aussen für den Raum „hinter oder rechts von dem Kolben“ und innen für den Raum „vor oder links von dem Kolben“ ersichtlich gemacht.

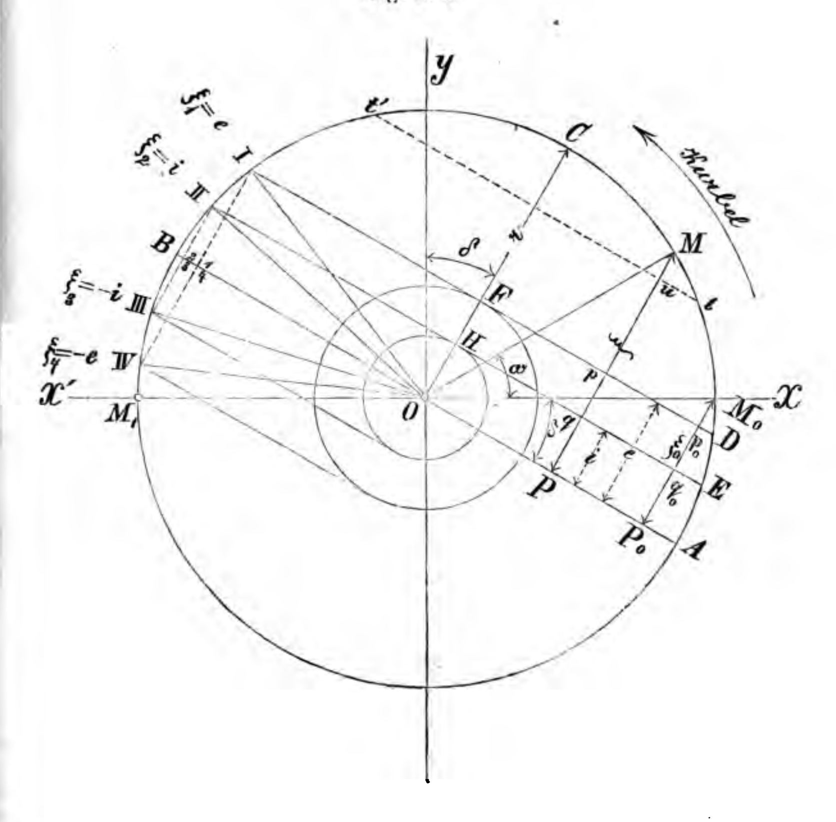
Die Kolbenwege, welche den eminenten Werthen ξ_2, ξ_3, ξ_4 des Schieberweges entsprechen, sind in d Diagramme eben so wie auf S. 47 und ff. mit s_1, s_2, s_3 bezeichnet.

Das Schieberdiagramm von Reuleaux.

Die graphische Darstellung der Dampfvertheilung durch den Muschelschieber kann nach dem durch Reuleaux angegebenen Vorgange auch in folgender sehr einfacher Weise geschehen.

Man zeichne gemäss der Fig. 12 *b* die Axen OX und $OY \perp OX$, mache Winkel $YOC = \delta$ und $AO \perp OC$, so dass auch Winkel $XOA = \delta$ wird; man beschreibe mit $OC = r$ um O den Excentricitätskreis, dann mit $OF = e$ den äusseren und mit $OH = i$ den inneren Deckungskreis um O, und ziehe an diese Kreise die vier Tangenten

Fig. 12 b.



parallel zu AB, welche den Excentricitätskreis in den Punkten I, II, III und IV schneiden. Hiemit ist das Diagramm vollendet.

Beschreibt die Kurbel aus OX (als todter Kurbellage) in der Pfeilrichtung einen (beliebigen) Winkel ω, so schneidet ihre Richtung den Excentricitätskreis in M. Die von diesem Schnittpunkte auf AO gefällte Senkrechte MP hat, wie aus dem Dreiecke OMP zu ersehen, den Werth

$$MP = MO \sin(\omega + \delta) = r \sin(\omega + \delta) = \xi$$

d. h. es stellt jene Senkrechte für eine beliebige Kurbelrichtung die Grösse des zugehörigen Schieberweges dar.

Es ist sofort zu ersehen, dass bei der anfänglichen Kurbelrichtung OM_0 der Schieberweg die Grösse

$$\xi_0 \doteq P_0 p_c + p_0 M_0 = e + v$$

besitzt, dass ferner für eine beliebige Kurbellage OM das Stück Mp von ξ die Grösse der Canaleröffnung ($\mathfrak{a}$) auf der Admissionsseite, das Stück Mq hingegen die Grösse der gleichzeitigen Canaleröffnung ($\mathfrak{a}'$) auf der Emissionsseite darstellt.

Bemerkung. Für $r > a + i$ kann trotz alledem $\mathfrak{a}'$ höchstens $= a$ werden und es ist diessfalls in der Entfernung $qu = a$ eine Parallele tt' zu AB zu zeichnen, bis zu welcher die Canaleröffnungen $\mathfrak{a}'$ auf der Emissionsseite gemessen werden. (Es ist sodann innerhalb der beiden Kurbellagen Ot und Ot' der Dampfcanal auf der Emissionsseite gänzlich geöffnet.) Aehnliches hätte für den Fall, dass sogar $r > a + e$ sein sollte, auch für die Canaleröffnungen $\mathfrak{a}$ auf der Admissionsseite zu geschehen.

Bei der Kurbelrichtung OC erreicht ξ sein Maximum und nimmt weiterhin ab.

Bei der Kurbelrichtung OI wird $\xi = \xi_1 = e$, es beginnt die Expansion hinter dem Kolben.

Bei der Kurbelrichtung OII wird $\xi = \xi_2 = i$, beginnt Compression vor dem Kolben.

Bei der Kurbelrichtung OB wird $\xi = 0$, der Schie ist in der Mittellage.

Bei der Kurbelrichtung $O\,III$ wird $\xi = \xi_3 = -i$, es beginnt der Dampfaustritt hinter dem Kolben.

Bei der Kurbelrichtung $O\,IV$ wird $\xi = \xi_4 = -e$, es beginnt der Eintritt des Gegendampfes vor dem Kolben.

Bei der (todten) Kurbelrichtung $O\,M_1$ wird der Schieberweg dem anfänglichen $M_0\,P_0 = \xi_0$ gleich, jedoch dem Zeichen nach entgegengesetzt, der Kolbenhub ist beendet und der Schieber für den nächstfolgenden Hub richtig gestellt.

Es ist unschwer den Einfluss der diessfalls massgebenden Elemente (Voreilwinkel, Excentricität, Deckungen) auf die Dampfvertheilung nach dem Diagramme zu beurtheilen, und dieselben gewissen gegebenen Bedingungen gemäss (z. B. für eine bestimmte Füllung etc.) zu bestimmen.

Stellung des Vertheilungs-Excenters gegen die Maschinenkurbel in verschiedenen Fällen.

Im Falle der Schieberspiegel mit der Axe des Dampfcylinders parallel ist und die Excenterstange an der Schieberstange direct (ohne eine Hebelumsetzung) angreift, wie dies bei den bisherigen Betrachtungen stets angenommen wurde, wird das Vertheilungsexcenter gegen die Maschinenkurbel um $90^0 + \delta$ nach vorwärts verstellt, und die Excentricität des Vertheilungsexcenters $= r$ gemacht.

Die genannten Betrachtungen haben übrigens auch in allen übrigen Fällen die volle Giltigkeit, wenn man unter r den halben Schieberhub und unter δ den auf jenen angenommenen Fall bezogenen Voreilwinkel versteht; nur gestaltet sich nach Umständen die **thatsächliche** Excentricität r_1 etwas abweichend von der Grösse r, und eben ist die **wirkliche** Verstellung des Excenters gegen Kurbel von dem Winkel $90^0 + \delta$ zuweilen nothwendigerise verschieden.

Die betreffenden wirklich zur Ausführung kommenden lerseitigen Verhältnisse lassen sich übrigens auf Grund-

lage der in den obigen Gleichungen und Diagrammen erscheinenden Grössen r und δ von Fall zu Fall leicht eruiren; die folgends gegebenen Anhaltspunkte werden hiebei genügen.

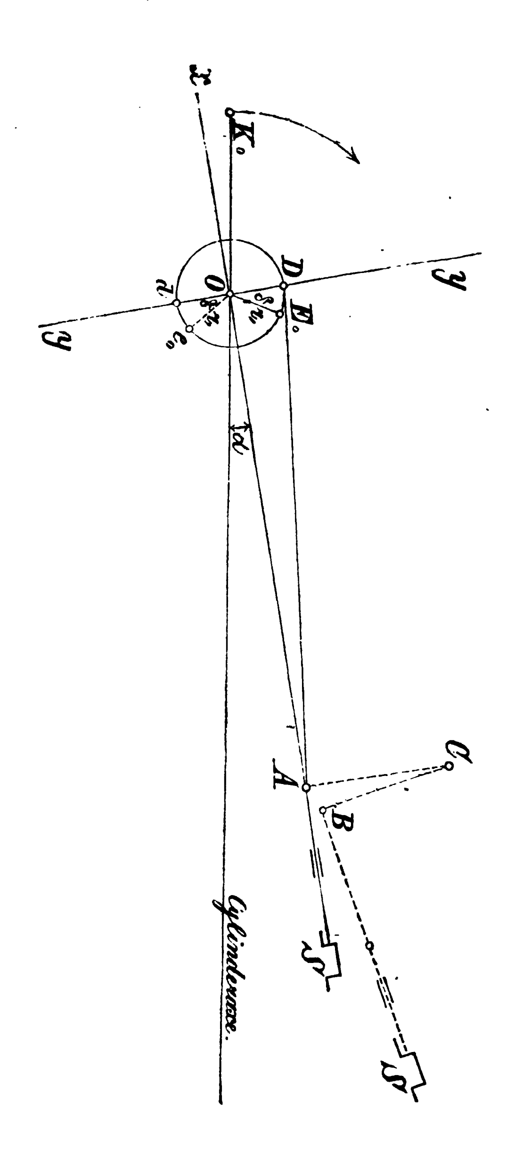


Fig. 13 a.

Wir haben hier im Wesentlichen zwei Fälle zu unterscheiden, u. z.

1. die Schieberstange wird wie in Fig. 13 *a* angedeutet, von der Excenterstange entweder direct oder aber durch Vermittlung eines Hebels ACB angegriffen, welcher wie ein einarmiger Hebel fungirt, also den Sinn der Schieberbewegung nicht ändert. Man bestimme den Angriffspunkt A der Excenterstange, verbinde A mit dem Wellencentrum O, verlängere bis X, wodurch der Winkel α gegen die Richtung der Cylinderaxe entsteht, welche über das Wellenmittel O hinaus bis K_0 zu verlängern ist. Man ziehe $OY \perp OX$ und mache $OD = r_1$, so gibt AD die Länge der Excenterstange. Man zeichne mit $OD = r_1$ um O den Kreis, welchen das Excentermittel zu beschreiben hat, und mache den Winkel $DOE_0 = \delta$; dann ist OE_0 die Lage des Excenters für die Kurbelrichtung OK_0, wenn die Kurbel in der Pfeilrichtung (vorwärts) rotiren soll. Soll die Rotation in der dem Pfeile entgegengesetzten Richtung (rückwärts) stattfinden, so trage man den Winkel $dOe_0 = \delta$ auf und dann ist Oe_0 die Lage des Excenters für eben diese Kurbelrichtung OK_0. Bei einer nach beiderlei Richtung rotirenden Maschine gilt OE_0 für das Vorwärts-, Oe_0 für das Rückwärtsexcenter; das erstere geht um den Winkel $90^0 + \delta - \alpha$, das letztere um $90^0 + \delta + \alpha$ der Kurbel voraus.

Im Falle directen Angriffes der Schieberstange seitens der Excenterstange oder bei Gleicharmigkeit des vorhandenen in C drehbaren Hebels ist $r_1 = r$. Ist hingegen die Armlänge $CA = a$ von jener $CB = b$ verschieden, so ist die wirkliche Grösse der Excentricität $r_1 = \frac{a}{b} r$ für den halben Schieberhub r.

2. Zwischen der Schieberstange und der Excenterstange ist ein zweiarmiger Hebel eingeschaltet wie in Fig. 13 *b*. Man bestimme den Angriffspunct A der Excenterstange, ziehe AO, mache $OY \perp AO$ und $OD = r_1$, so gibt AD die Länge der Excenterstange. Man zeichne mit r_1 um O den Kreis für das Excentermittel, mache Winkel

$DOE_0 = \delta$, dann ist OE_0 die Lage des Excentermittels für die Kurbelrichtung OK_0, wenn diese in der Pfeilrichtung

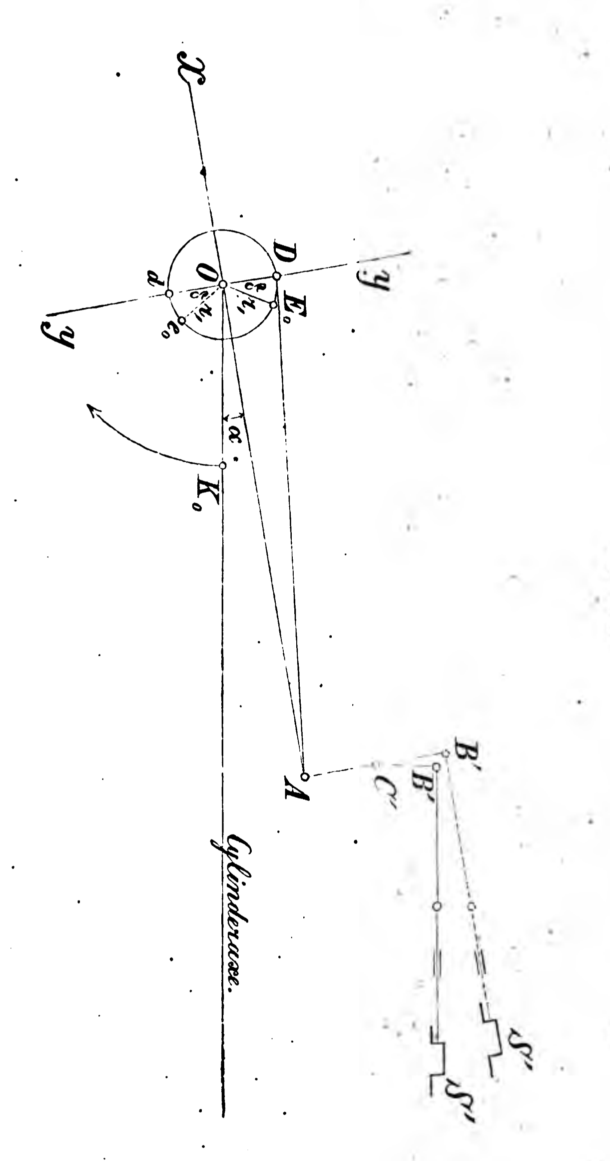


Fig. 13 b.

(vorwärts) rotiren soll. Für die entgegengesetzte Bewegung (rückwärts) wäre $O e_0$ die Lage des Excenters. Das Vorwärtsexcenter geht diessfalls um den Winkel $90^0 - \delta + \alpha$ der Kurbel nach, das Rückwärtsexcenter geht derselben um $90^0 - \delta - \alpha$ nach. Die Excentricität $r_1 = \frac{a}{b} r$ für den halben Schieberhub r, wenn der Hebelarm $C' A = a$ und $C' B' = b$.

Die häufigst angewandten Expansionsschieber.

Der Vertheilungsschieber an und für sich bewirkt eine correcte, von hinderlichen Dampfwirkungen nur in einem mässigen und übrigens unvermeidlichen Grade begleitete Dampfvertheilung bloss dann, wenn derselbe für eine sehr bedeutende Cylinderfüllung, etwa 90 bis 80% des Hubes, eingerichtet ist. Darüber hinaus d. h. für eine noch bedeutend kleinere Füllung wird der Vertheilungsschieber (trotz der hiedurch vergrösserten hinderlichen Dampfwirkungen) gerechtfertigtermassen n u r d a n n einzurichten sein, wenn aus irgend einem Grunde (namentlich zur Erzielung möglichster constructiver Einfachheit bei den kleinsten Dampfmaschinen) die Herstellung einer besonderen Vorrichtung für eine frühzeitigere Absperrung (Expansionsvorrichtung) vermieden werden soll.

In allen anderen Fällen empfiehlt sich zum Mindesten bei den bloss nach e i n e r Richtung umlaufenden Dampfmaschinen die Herstellung einer besonderen Expansionsvorrichtung, während man sich bei den Dampfmaschinen mit Umsteuerung wohl in der Regel mit derjenigen Expansion begnügen wird, welche die hiebei angewandte Coulisse in einer geometrisch höchst interessanten Weise darbietet, wenngleich die derartig erzielte, wachsende Expansion unvermeidlich ein Wachsen der hinderlichen Dampfvertheilungsphasen in ganz ähnlicher Weise mit sich führt, als ob man dem einfachen Vertheilungsschieber behufs früherer Absperrung einen grösseren Voreilwinkel und kleineren Hub geben

würde. Nichtsdestoweniger ist selbst bei den Coulissensteuerungen die Anwendung einer besonderen Expansions-Vorrichtung nicht ausgeschlossen.

Abgesehen von den neuerer Zeit bei den besten Maschinen immer mehr zur Anwendung kommenden mehrfachen Vorrichtungen für selbstthätig (durch den Regulator bethätigte) variable Expansion (nach Corliss u. dgl.), besteht bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen weitaus vorherrschend die Expansionsvorrichtung darin, dass nach der später folgenden Fig. 15 *a* (S. 287) an den beiden äusseren Kanten des Vertheilungsschiebers je ein Durchlasscanal von der Weite a_0 (u. z. gewöhnlich $a_0 = 0{,}75$ bis $0{,}85\, a$, je nachdem $r = a + i$ oder $r = a + e$) angebracht wird, und dass über den Mündungen dieser beiden Durchlasscanäle am Rücken des Vertheilungsschiebers eine eventuell zweitheilige Platte (Expansionsschieber) spielt, welche durch ein separates Excenter (Expansionsexcenter) bethätigt wird, und den Zweck hat, bei ungestörter normaler Function des Vertheilungsschiebers während eines einzelnen Kolbenhubes den Durchlasscanal auf der betreffenden (Admissions-) Seite rechtzeitig zu schliessen und hiemit die Dampfabsperrung hinter dem Kolben um ein Beliebiges früher zu bewirken, als dies durch den allein vorhandenen Vertheilungsschieber geschehen würde. Für die Absperrung nach Zurücklegung eines bestimmten Theiles des Kolbenhubes d. h. für einen bestimmten Füllungs- resp. Expansionsgrad hat der Expansionsschieber eine gewisse Breite (zwischen den äusseren Kanten der beiden Lappen, also nach Bezeichnung in Fig. 15 *a* die Halbbreite $l + x$, in Fig. 15 *b* die Halbbreite l_0), einen gewissen Hub und sein Excenter hat einen gewissen Voreilwinkel gegen die Kurbel. Es ist nun klar, dass ein anderer, grösserer oder kleinerer Füllungs- resp. Expansionsgrad zum Vorschein kommen wird, wen man von den genannten Elementen, Breite, Hub und Voi eilwinkel Eines entsprechend ändert. Und da bei eine Dampfmaschine weitaus in der Regel je nach Umstände

eine grössere oder kleinere Füllung mit Vortheil zur Anwendung zu bringen ist, so wird Eines jener Elemente in entsprechender Weise veränderlich einzurichten sein, um den Vortheil der veränderlichen Füllung zu erreichen. Wir werden demnach dreierlei Einrichtung des gewöhnlichen Expansionsschiebers für veränderliche Füllung resp. Expansion in Betracht zu ziehen haben, u. z.;

a) den Expansionsschieber mit veränderlicher Lappenbreite; diese Veränderlichkeit kann entweder dadurch erzielt werden, dass man den Expansionsschieber nach Fig. 15*a* zweitheilig macht, und die (innere) Entfernung (2 x) der beiden Platten veränderlich, also diese Platten gegen einander verschiebbar einrichtet, was am einfachsten durch Anwendung einer um ihre Axe drehbaren und im Bereiche der beiden Platten mit widersinnischen Schrauben-Gewinden versehenen Expansionsschieberstange geschehen kann. Man kann aber auch den Expansionsschieber eintheilig und seine Auflagefläche am Rücken des Vertheilungsschiebers trapezförmig einrichten; wenn sodann die Mündungen der Durchlasscanäle gegeneinander schief u. z. parallel mit den Trapezseiten gemacht werden, so braucht man nur den Expansionsschieber quer gegen die Axe des Vertheilungsschiebers verschiebbar zu machen, um den Expansionsschieber mit veränderlicher Breite functioniren zu lassen. Diese Einrichtung für veränderliche Füllung, welche jedoch bei Weitem vorwiegend in der zuerst angegebenen Weise (mit gegen einander verschiebbaren Expansionsschieberlappen) in Anwendung gebracht wird, ist unter dem Namen „Meyer'sche Expansion“ allgemein bekannt.

b) Weiters wird in Betracht zu ziehen sein: der Expansionsschieber mit veränderlichem Hube, welcher letztere urch Vermittlung eines Hebels mit veränderlicher Armlänge vischen der Expansionsschieberstange und Excenterstange u erzielen ist.

c) Schliesslich werden wir auch noch zu berücksichgen haben: den Expansionsschieber mit veränderlichem

Voreilwinkel seines Excenters; diese Veränderlichkeit wird durch Verstellbarkeit dieses Excenters an der Maschinenwelle und Fixirbarkeit desselben in verschiedenen Lagen zu erreichen sein.

Es ist klar, dass bei den beiden letztgenannten Einrichtungen der Expansionsschieber (nach Fig. 15. *b*) eintheilig zu machen sein wird, im Falle der Vertheilungsschieber selbst eintheilig ist.

A. Die Meyer'sche Steuerung.

Begründung der nachfolgenden Constructions-Regeln.

Wenn es sich darum handelt, die Nutzleistung einer Dampfmaschine innerhalb sehr weiter Grenzen variabel zu machen, und diese Variabilität lediglich durch Regulirung des Expansionsgrades u. z. während des Ganges der Maschine aus freier Hand des Wärters zu erzielen, so empfiehlt sich die Meyer'sche Steuerung mit zwei gegen einander verschiebbaren Expansionsschieberlappen unstreitig als das beste und bisher auch häufigst angewandte Mittel. Diese Steuerung leistet jedoch, wenn sie in der gewöhnlichen Weise für alle Füllungsgrade bis zu der durch den Vertheilungsschieber gewährten Maximalfüllung eingerichtet ist, ihre ausgezeichneten Dienste bloss bei Maschinen, die stets nach einer Richtung rotiren, und würde bei der Rückwärtsbewegung der Maschine eine ungünstige Dampfvertheilung veranlassen. Die letztere ist allerdings von geringem Belange bei denjenigen Maschinen, die vorzugsweise nach einer normalen Richtung (vorwärts) sich bewegen, während die Bewegung in der entgegengesetzten Richtung (rückwärts) bloss ausnahmsweise und auf kurze Zeit geschieht, daher in ökonomischer Beziehung nur ei untergeordnete Bedeutung hat. Solche Maschinen sind mentlich die Locomotiven, bei denen sich die Meyer'sc Steuerung in der That bereits Eingang verschafft hat, wohl sie der bei diesen Maschinen wünschenswerthen m

lichsten Einfachheit halber selten angewendet wird. Aehnlich verhält es sich mit den Walzwerksmaschinen, im Falle dieselben zwar während des Walzens immer in der gleichen Richtung umlaufen, gleichwohl aber mit einer Umsteuerungsvorrichtung versehen sind, um bei gewissen Vorfällen (z. B. Festklemmen von Walzstücken) den Rückgang der Maschine bewerkstelligen zu können.

In manchen Fällen hat jedoch bei den Walzwerken, unter allen Umständen aber bei den Aufzugsmaschinen im Allgemeinen und bei den Schachtförderungsmaschinen insbesondere der Vorwärts- und Rückwärtsgang die gleiche Wichtigkeit, es muss demnach hier für beide Bewegungsrichtungen eine gleich richtige Dampfvertheilung bei beliebigen Expansionsgraden gewünscht und erzielt werden. Da bei einer für alle Expansionsgrade richtig construirten Meyer'schen Steuerung mit dem üblichen Voreilen des Vertheilungsexcenters von 20^0 das Expansionsexcenter, ohne eine unpraktisch grosse Excentricität zu erhalten, der Maschinenkurbel beiläufig um $90^0 + 60^0 = 150^0$ vorangehen muss, so hat es für den Rückwärtsgang (wobei es der Kurbel um $180^0 + 30^0 = 210^0$ vorangehen würde) eine ganz unrichtige Lage. Um nun diesem Excenter für beide Bewegungsrichtungen eine richtige Lage zu geben, könnte man sich erstlich des folgenden Hilfsmittels bedienen: das Expansions-Excenter wird auf der Maschinenwelle nicht festgekeilt, sondern derart lose angebracht, dass es mittelst einfacher kreissegmentartiger Knaggen aus seiner richtigen Lage für den Vorwärtsgang nach geschehener Umsteuerung durch die Maschine selbst in die richtige Lage für den Rückwärtsgang übergeführt wird.

Man stösst hiebei vorläufig auf ein Hinderniss, welches darin besteht, dass bei der Umsteuerung (bei welcher der Vertheilungsschieber unter dem ruhenden Expansionsschieber hinweggeschoben wird, um seine dem jeweiligen Kolbenstande entsprechende Lage für die Rückwärtsbewegung einzunehmen) der Expansionsschieber den Durchlass-

canal des Vertheilungsschiebers auf der entgegengesetzten Dampfeinströmungsseite je nach den Umständen mehr oder weniger deckt, mithin die umgekehrte Bewegung der Maschine — wenigstens in correcter und zuverlässiger Weise — nicht zu erzielen ist.

Dieses Hinderniss wird durch eine entsprechende und ganz unschädliche Verlängerung des Vertheilungsschieberrückens beseitigt; diese Verlängerung beträgt gerade so viel, dass bei vollends zusammengezogenen Lappen des Expansionsschiebers dieser letztere nicht bloss während des Ganges der Maschine, sondern auch noch nach geschehener Umsteuerung (Verschieben des Vertheilungsschiebers) gänzlich unthätig wird.

Das lose Expansionsexcenter ermöglicht sodann die Anwendung der Meyer'schen Steuerung bei vorwärts und rückwärts gehenden Maschinen für eine beliebige Lage der beiden Vertheilungsexcenter, und bietet demnach auch die Gelegenheit, mit einem einzigen (statt zwei) Vertheilungsexcenter auszukommen, und hiebei einen sehr einfachen, für die unvermeidlichen Erschütterungen und für die häufig sehr schlechte Behandlung der Förderungsmaschinen weniger empfindsamen geometrischen Zusammenhang des Steuerungsmechanismus zu erhalten; dieses Vertheilungsexcenter fungirt dann als Vorwärts- und Rückwärtsexcenter, und ist aus dieser Rücksicht um 90° gegen die Maschinenkurbel verstellt; die hiebei zur Anwendung kommende Coulisse ist jener von Gooch analog, schwingt jedoch um ihren Mittelpunkt, als fixen Drehpunkt.

Der Vertheilungsschieber (und sein Excenter) hat somit diessfalls kein Voreilen und ist demnach allerdings mit dem im Vorausgegangenen (S. 247) besprochenen Gebrechen behaftet, welches namentlich in der Richtung schwer zu fühlen ist, dass bei Beginn des Hubes der hinter dem Kolben eben zuvor bestandene Enddruck nunmehr vor dem Kolben herrscht, und deshalb auch der mittlere Vorderdampfdruck auf Kosten von Brennmaterial über die Gebühr gross ist.

Wenn auch dieses Gebrechen durch eine vorhandene Expansionsvorrichtung wesentlich gemildert werden kann, falls der Dampf bis zu einem möglichst geringen Enddrucke expandirt, so ist doch der Schieber ohne Voreilen im Principe verwerflich, und wird hier mit Meyer's Expansionsschieber in Verbindung nur deshalb näher beachtet, weil einerseits dieser Schieber aus der Anwendung, wie es scheint, trotz alledem nicht wegzubringen ist, und weil andererseits bei Behandlung des vorliegenden Gegenstandes die Vollständigkeit mindestens innerhalb der gesteckten Grenzen angestrebt wird.

Als zweites Mittel, die Meyer'sche Steuerung für Vorwärts- und Rückwärtsbewegung der Maschine in gleich vortheilhafter Weise wirksam zu machen, empfiehlt sich ein fixes Expansionsexcenter, welches (bei directem Angriffe der Schieberstange seitens der Excenterstangen und paralleler Lage des Schieberspiegels zu der Cylinderaxe) in der entgegengesetzt verlängerten Kurbelrichtung auf der Welle festgekeilt wird; jedenfalls wird der Winkel, den die Excentricitätsrichtungen des Vertheilungs-Vorwärts- und Rückwärtsexcenters mit einander einschliessen, durch die Excentricitätsrichtung des Expansionsexcenters halbirt, also dieses letztere gegen die beiden Vertheilungsexcenter in die gleiche relative Lage gebracht, um eine gleich correcte Function desselben beim Vorwärts- und Rückwärtsgange der Maschine zu erzielen.

Da die Lage des Expansionsexcenters diessfalls durch die eben ausgesprochene Bedingung gegeben und diese Lage von der für alle Füllungen geeigneten (S. 279) namhaft abweicht, so wird man bei dieser Einrichtung mit einer geringeren, durch den Expansionsschieber zu gestattenden Maximalfüllung des Dampfcylinders — etwa 0,75 sich begnügen müssen. Dies wird aber auch so ziemlich in allen Fällen genügen. Sollte man aber aus irgend einem Grunde darauf anstehen, ausser allen kleineren Füllungen bis zu 0,75 als Maximum auch noch die durch den Vertheilungs-

schieber bedingte Füllung (0,91) zu erzielen, so ist auch dies in der später anzugebenden Weise zu erreichen. Auf correcte Füllungen zwischen beiläufig 0,75 und 0,91 muss man aber jedenfalls verzichten, was übrigens nicht von Belang ist, da man diese Füllungen vermeiden kann.

Auf die Wirksamkeit einer nach dem Meyer'schen Principe eingerichteten Expansionssteuerung übt vor Allem der Voreilwinkel δ_0 des Expansionsexcenters, welcher bei einem gewissen Voreilwinkel δ des Vertheilungsexcenters zur Anwendung gebracht wird, einen ganz wesentlichen Einfluss. Steht man darauf an, durchaus alle Füllungen — von derjenigen (Maximal-) Füllung, welche der Vertheilungsschieber an und für sich gestattet, bis zu einer gewissen Minimalfüllung — correct zu erreichen, so ist man auf eine gewisse (beiläufige) Grösse jenes Voreilwinkels δ_0 angewiesen, u. z. hat man dann bei dem üblichen Voreilen $\delta = 20^0$ des Vertheilungsexcenters beiläufig $\delta_0 = 60^0$ und bei einem nicht voreilenden Vertheilungsschieber, nämlich für $\delta = 0$ beiläufig $\delta_0 = 36^0$. Je grösser man über diese beiläufigen Werthe den Voreilwinkel δ_0 des Expansionsexcenters macht (ohne gleichzeitig die Excentricität dieses Excenters unpraktisch gross anzunehmen), desto kleiner wird zwar die grösste Füllung, von welcher angefangen alle kleineren Füllungen bis zu einer gewissen Minimalfüllung correct durchzuführen sind, — desto *präciser* werden jedoch alle diese Füllungen effectuirt. Nun ist aber die Präcision, d. h. die Raschheit, mit welcher das Dampfabsperren durch den Expansionsschieber bei beliebigen Füllungsgraden geschieht, ein Moment von der grössten Wichtigkeit, denn eine schleichende relative Schieberbewegung bewirkt immer eine nachtheilige Dampfdrosselung.

Verzichtet man doch auf die Expansionsventile und die Herzscheiben, welche die Dampfabsperrung plötzlich bewirken, eben aus diesem Grunde nur ungern, und zieht die Schieberbewegung durch Kreis-Excenter, welcher ein gewisser Grad des Schleichens nimmer zu benehmen ist

nur deshalb vor, weil diese Excenter einen sehr bequemen und soliden Bewegungsmechanismus darbieten: um so mehr muss man dahin trachten, dieses „unvermeidliche Uebel" des Schleichens unter allen Umständen so viel als möglich zu mildern, und die betreffenden Constructionen so auszuführen, dass wenigstens derjenige Grad von Präcision, den die durch Kreis-Excenter bethätigten Schieber doch noch darbieten können, nach Möglichkeit erreicht wird.

Wenn man nun dem Expansionsexcenter ein entsprechend grösseres Voreilen gibt, u. z. in den oben angedeuteten beiden Fällen:

für $\delta = 20^{\circ}$ . . . . $\delta_0 = 90^{\circ}$ (statt 60°)
und für $\delta = 0$ . . . . $\delta_0 = 45^{\circ}$ (statt 36°)

wählt, so beträgt die grösste Füllung, von welcher angefangen alle kleineren Füllungen correct und präcis erzielt werden, etwa um $15\%_0$ des Kolbenhubes weniger als die ganze Füllung, welche in den beiden Fällen der Vertheilungsschieber gestattet.

Nun lässt sich diese letztgenannte Füllung (wenn man schon durchaus darauf anstehen wollte) bei einer entsprechend ausgeführten Construction ebenfalls tadellos erreichen; man hat dann bloss von der ganzen Füllung angefangen im Bereiche von etwa $15\%_0$ des Kolbenhubes eine uncorrecte Dampfvertheilung (nämlich zweimalige Dampfeinströmung), sonst aber bei allen Füllungen — die ganze Füllung selbst nicht ausgenommen — eine vollkommene Correctheit und einen hohen Grad von Präcision. Abgesehen davon, dass die zweimalige Dampfeinströmung bei h o h e n Füllungsgraden gewiss nicht so schädlich wäre, als die schleichende Wirksamkeit bei a l l e n Füllungsgraden, lässt sich die Schädlichkeit der ersteren auch ganz und gar vermeiden, indem man bei Regulirung der einzuleitenden Füllungsgrade — welche man bei der Meyer'schen Steuerung ganz in seiner Macht hat — über jenes ungünstige Intervall einfach hinweggehen kann, d. h. die nur uncorrect

zu erreichenden Füllungsgrade gar nicht zur Anwendung bringen muss, wie dies im Nachfolgenden näher beleuchtet werden wird.

Um eine Expansionsschiebersteuerung im Allgemeinen in Bezug auf die Präcision ihrer Wirksamkeit zu prüfen, empfiehlt sich am besten das Verzeichnen von Schieberdiagrammen, in denen die (reducirten) Kolbenwege als Abscissen, die zugehörigen Eröffnungen der Dampfcanäle auf der Einströmungsseite — die einerseits vom Vertheilungsschieber überhaupt, andererseits vom Expansionsschieber bei verschiedenen Füllungsgraden insbesondere dargeboten werden — als Ordinaten aufgetragen werden.

Wenngleich die Zeuner'schen Diagramme für die constructive Durchführung von Steuerungen und die dabei nothwendigen verschiedenen Combinationen als ein wahres „Non plus ultra" anerkannt werden müssen, so ist es doch angezeigt, wenn es sich um das Mass der Präcision in der Dampfvertheilung handelt, zu der ursprünglich von Redtenbacher (allerdings bloss für den Vertheilungsschieber) angewandten Darstellungsweise zurückzugehen, denn in dieser Beziehung sind, wie leicht begreiflich, die Kolbenwege als die richtigen Abscissen anzusehen, nicht aber die Kurbelwinkel, welche in Zeuner's Diagrammen als Urvariable fungiren.

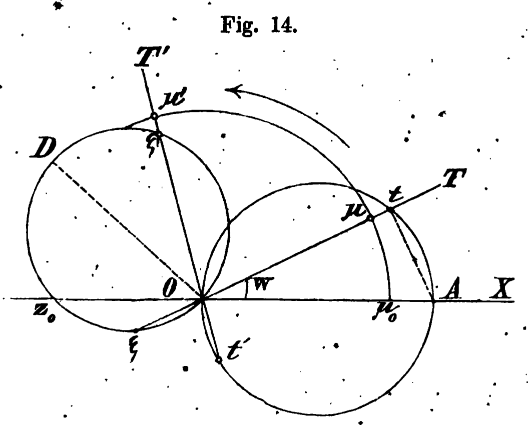
Ausserdem ist in einem Zeuner'schen Diagramme gar so viel, ja Alles beisammen enthalten, so dass man schon aus dieser Rücksicht wohl thut, sich Dasjenige, was man in besonderen Betracht ziehen will, herauszunehmen und separat darzustellen.

Dergleichen Diagramme, die hier übrigens zu dem obgenannten Zwecke bloss für die Dampfeinströmung zu construiren als nöthig erachtet wurde, weil nur diese von dem Expansionsschieber beeinflusst wird, werden aus den Zeuner'schen abgeleitet, und sind deshalb als „abgeleitete Diagramme" zu bezeichnen. Da bei der Zeichnung dieser Diagramme das Uebertragen der Kurbelwinkel oder der

reducirten Kolbenwege auf eine zweite Figur unbequem wäre, so ist hiebei das folgende Verfahren anzuempfehlen.

In dem nach Prof. Zeuner dargestellten Diagramme verzeichne man noch einen Kreis, dessen durch den Anfangspunkt O in der Kurbelrichtung gezogene Sehnen die Kolbenabstände von der Mittellage darstellen; ich will diesen Kreis analog dem Schieberkreise den „Kolbenkreis" nennen.

Fig. 14.



Bei der Kurbellänge R und dem Kurbelwinkel w ist der Kolbenabstand aus der Mittellage $S = R \cos w$. Ist demnach AO in Fig. 14 die Richtung der Kolbenbewegung und O der Anfangspunkt, so ist leicht zu ersehen, dass der Kolbenkreis über $OA = R$ als Durchmesser zu beschreiben sein wird; dann ist nämlich für einen beliebigen in der Pfeilrichtung zurückgelegten Kurbelwinkel w, d. h. für die Kurbellage OT die Sehne

$$Ot = OA \cos w = R \cos w = S.$$

Bezeichnet nun OX zugleich die Ebene des Schieberspiegels, der über OD als Durchmesser gezogene Kreis den **relativen Schieberkreis** und $\mu_0 \; \mu \; \mu_1$ denjenigen Kreisbogen, bis zu welchem bei der betreffenden Schiebersteuerung an den verlängerten Sehnen des relativen Schieberkreises die Eröffnungen des Durchlasscanals gemessen werden, so bildet bei der Construction eines abgeleiteten Diagrammes die Sehne Ot die Abscisse und $\mu \xi$ die zugehörige Ordinate;

desgleichen ist für die Kurbellage $O\,T'$ die Sehne $O\,t'$ die (negative) Abscisse für die Ordinate $\mu_1\ \zeta_1$ u. s. w.; Abscisse und zugehörige Ordinate werden daher immer auf derselben in der betreffenden Kurbelrichtung gezogenen Geraden gemessen, und können daher auf eine separate Figur leicht übertragen werden.

Man sieht, dass dieses Verfahren auch für jede andere Expansionsschiebersteuerung und selbstverständlich auch für die durch den blossen Vertheilungsschieber gestattete Dampfvertheilung mit Leichtigkeit angewendet werden kann; jedesmal liegt aber demselben das bezügliche Zeuner'sche Diagramm unter Hinzufügung des „Kolbenkreises" zu Grunde.

In dem Folgenden sollen nun für die betreffenden drei Fälle die entsprechend modificirten Constructionsregeln der Meyer'schen Steuerung mit Beobachtung der ausgesprochenen Rücksichten angegeben werden.

Constructionsregeln für die Meyer'sche Steuerung.

Bezeichnungen und allgemeine Erklärungen.

In den nachfolgenden Regeln I, II und III und zugehörigen, nach Prof. Zeuner's Methode gezeichneten Diagrammen Fig. 16, 17, 18 ist durchwegs die folgende Bezeichnungsweise und der gleiche constructionelle Vorgang eingehalten.

$O\,X$ die Richtung des Schieberspiegels — und wenn dieser gegen die Maschinenmittellinie nicht geneigt ist — zugleich die Kurbelrichtung im sogenannten todten Punkte;

$$O\,Y \perp O\,X;$$

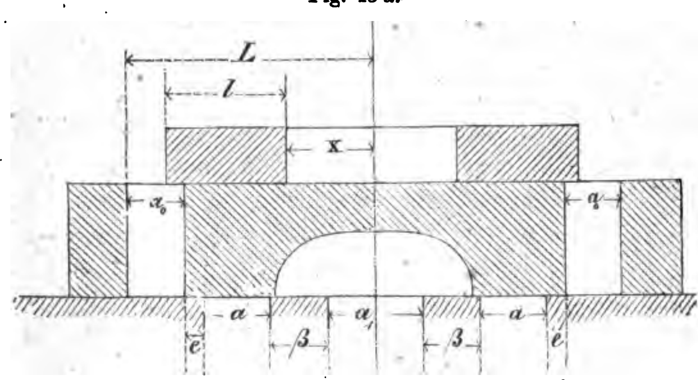
$O\,C = r$ die Richtung und Grösse der Excentricität des Vertheilungs- (Vorwärts-) Excenters in dem Diagramm (in der Wirklichkeit wird $O\,C$ auf die entgegengesetzte Seite von $O\,Y$ aufgetragen, und eventuell $= r_1$ anstatt $=$ gemacht, siehe S. 273);

δ dessen Voreilwinkel gegen $O\,Y$; der über $O\,C$ als Durchmesser verzeichnete Kreis ist der Vertheilungsschieber

kreis, und der um O als Mittelpunkt mit e als Halbmesser verzeichnete ganze Kreis der äussere Deckungskreis; der Durchschnitt v dieser beiden Kreise bestimmt diejenige Kurbellage, bei welcher der Vertheilungsschieber den Dampf absperrt; in Fig. 18 fällt diese Kurbelrichtung fast mit OX zusammen, in Fig. 16 und 17 entspricht dieser Kurbelrichtung ein Kolbenweg 0,91 s, wenn s den Kolbenhub bezeichnet;

$OC_0 = r_0$ die Richtung und Grösse der Excentricität des Expansionsexcenters (in dem Diagramm), δ_0 dessen Voreilwinkel gegen OY;

Fig. 15 a.



$OD = \varrho$ der Durchmesser des relativen Schieberkreises (Kreises der relativen Schieberwege); diese Grösse ergibt sich jedesmal aus dem in den Figuren auspunktirten Parallelogramme $OC_0 CD$, welches OC zur Diagonale und die Längen OC_0 und CC_0 zu Seiten hat;

L die halbe Länge des Vertheilungsschiebers mit Einschluss der Durchlasscanalweite a_0*), welche Länge bei fixem Expansionsexcenter wirklich zur Ausführung kommt, jedoch auch bei Anwendung des losen Expansionsexcenters als Hilfsgrösse bestimmt werden muss. (Siehe Fig. 15 a, in welcher die Wände des Durchlasscanals der Einfachheit halber

*) $a_0 = 0{,}75\, a$ oder $= 0{,}85\, a$, jenachdem $r = a + i$ oder $r = a + e$ gemacht wird; siehe S. 253.

vertical gezeichnet sind, während sie bei der Meyer'schen Steuerung in der Regel etwas schief ausfallen.)

l die in beiden Fällen gleich bleibende Lappenlänge des Expansionsschiebers;

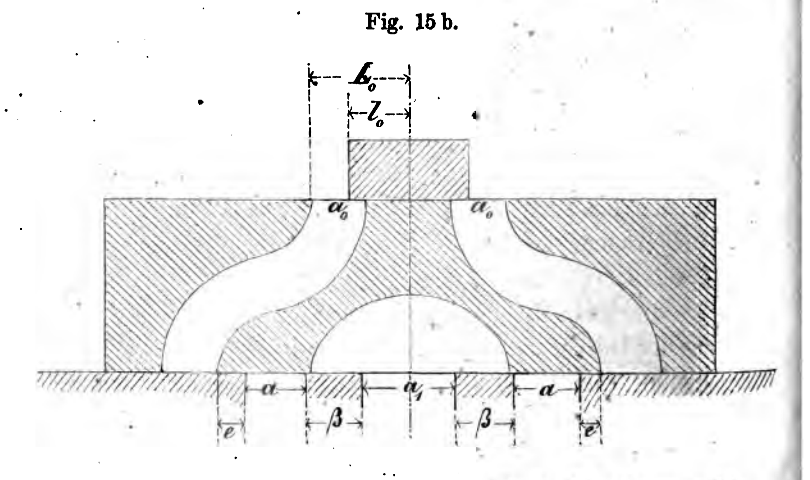
L' die halbe Länge des für das lose Expansionsexcenter verlängerten Vertheilungsschiebers mit Einschluss von a_0;

$OD = \varrho$ ist zugleich der erforderliche Minimalwerth der Differenz $L-l$, welcher Werth jedoch — im Falle man auch die ganze durch den Vertheilungsschieber gestattete Füllung correct erreichen will — aus später einzusehenden Gründen nicht beibehalten werden soll; es ist vielmehr für diesen Fall zu nehmen

$$L - l = OD';$$

die Grösse der nothwendigen Zugabe DD' wird für die einzelnen Fälle angegeben werden. Der mit dieser Grösse OD' als Halbmesser um O beschriebene Halbkreis dient zur Bestimmung der inneren (lichten) Halbentfernungen x

Fig. 15 b.



der Expansionsschieberlappen (Fig. 15 a) für die verschi denen Füllungsgrade, dann der Längen L, l und L', welc Bestimmung in folgender Weise geschieht:

Man zieht die Kurbelrichtungen OM, OM_1, OM_2 etc., welche den in Betracht gezogenen Füllungsgraden (z. B. $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ etc.) bei der Kurbelbewegung in der Pfeilrichtung entsprechen.

Wenn OM der gewünschten Minimalfüllung ($\frac{1}{8}$) entspricht, so ist

$$Mz = x_m$$

der Maximalwerth von x; ferner ist:

$M_1 z_1 = x_1$ der Werth von x für die Füllung $\frac{1}{4}$
$M_2 z_2 = x_2$ „ „ „ „ „ „ „ $\frac{1}{2}$ etc.

Sofort sind aus

$$L - l = OD' \text{ und}$$
$$L > \varrho + x_m + a_0$$

die Längen L und l leicht zu bestimmen; dann ist für das lose Expansionsexcenter resp. für den verlängerten Vertheilungsschieber allgemein:

$$L' = r \cos 2\,\delta + r_0 \cos (\delta_0 - \delta) + l + a_0,$$

wobei nach der Umsteuerung beim Kurbelwinkel $w = 90^0 - \delta$ der ganze Durchlasscanal eröffnet bleibt. Man kann zur Sicherheit nehmen

$$L' = r + r_0 \cos (\delta_0 - \delta) + l + a_0$$

Sämmtliche Halbenentfernungen x werden diesfalls um die Grösse

$$L' - L = \lambda$$

verlängert, l bleibt ungeändert.

Die Diagramme Fig. 16, 17 und 18 sind für $r = 4$ Centim. in wirklicher Grösse durchgeführt. In denselben sind ausserdem die „Kolbenkreise“ auspunctirt und unterhalb jeder Figur die zugehörigen abgeleiteten Diagramme verzeichnet.

Solcherweise ist den Fig. 16', 17' und 18' zuvörderst durch die Curven $l\,n\,r$ die Dampfeinströmung versinnlicht, wie sie der Vertheilungsschieber an und für sich gestattet.

Die übrigen Curven gehören dem Expansionsschieber an, u. z. gilt überall die Curve $m_1\ n_1\ r_1$ für die grösste Füllung, von welcher an alle kleineren Füllungen correct durchzuführen sind; desgleichen gilt in jedem der drei abgeleiteten Diagramme:

die Curve $m_2\ n_2\ r_2$ für die Füllung $\frac{1}{2}$
„ „ $m_3\ n_3\ r_3$ „ „ „ $\frac{1}{4}$
„ „ $m_4\ n_4\ r_4$ „ „ „ $\frac{1}{8}$.

Die wirkliche — von beiden Schiebern beeinflusste Dampfvertheilung machen die Flächen $A\,l\,n_1\ r_1$, $A\,l\,n_2\ r_2$, $A\,l\,n_3\ r_3$ und $A\,l\,n_4\ r_4$ ersichtlich.

Anmerkung. Hiebei ist auf den Umstand, dass die durch den Expansionsschieber dargebotene Canaleröffnung höchstens der Durchlasscanalweite a_0 gleich sein kann, wofür im Abstande a_0 von der Abscissenaxe $A\ B$ eine Parallele zu dieser zu ziehen wäre, der Einfachheit und Unwesentlichkeit halber keine Rücksicht genommen.

Als Mass der Präcision sind die Winkel anzusehen, unter welchen die Curven $n\ r$, $n_1\ r_1$, $n_2\ r_2$ etc. an die Abscissenaxe $A\,B$ stossen.

I. Die Meyer'sche Steuerung für correcte Dampfvertheilung bei allen Füllungsgraden.

Hiezu Fig. 16 und 16'.

Um mittelst der Meyer'schen Steuerung alle Füllungen von derjenigen (Maximal-) Füllung, welche der Vertheilungsschieber an und für sich gestattet, bis zu einer gewissen Minimalfüllung correct durchführen zu können, hat man bei dem üblichen Voreilwinkel

$$\delta = 20^0$$

zu nehmen $\delta_0 = 60^0$; macht man dann die äussere Deckung des Vertheilungsschiebers

$$e = \frac{1}{4}\ r,$$

so beträgt die grösste, von Seite dieses Schiebers gestattet Füllung 91% des ganzen Kolbenhubes.

Fig. 16.

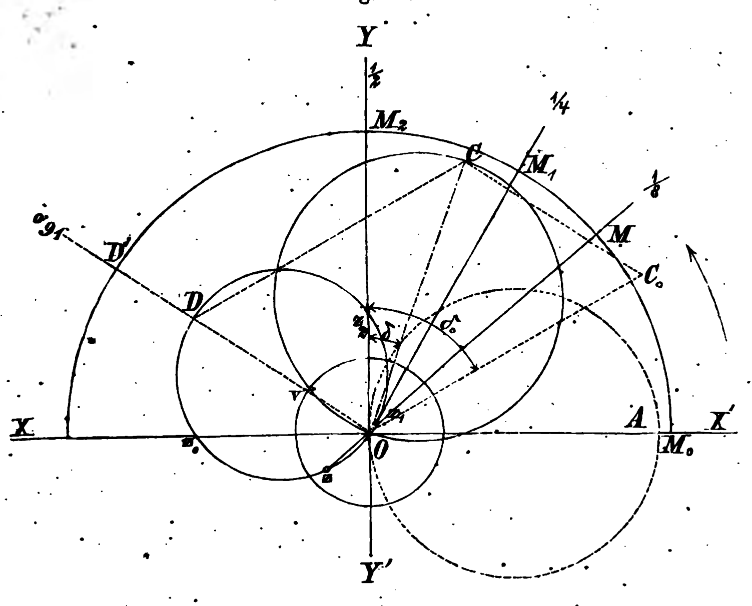
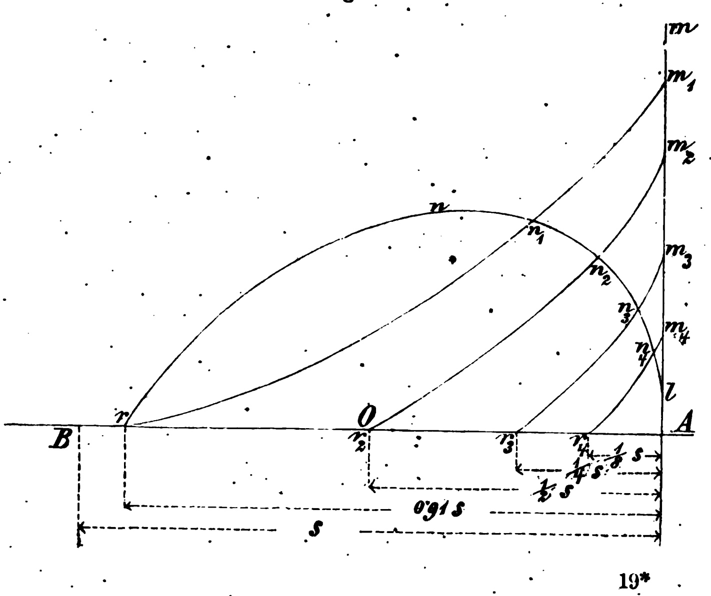

Y
M₂
C
M₁
¼
⅛
M
C₀
D'
D
A
X
X'
M₀
0
Y'
0·91

Fig. 16'.


m
m₁
m₂
m₃
m₄
n
n₁
n₂
n₃
n₄
l
A
B
r
O
r₂
r₃
r₄
⅛ s
¼ s
½ s
0·91 s
s

In Bezug auf die Annahme der Grösse $L - l$ ist Folgendes zu bemerken:

Die Curve $m_1\ n_1\ r$ in Fig. 16' versinnlicht die Art der Dampfeinströmung für die grösste mögliche Füllung, wenn man bei der Construction dieser Steuerung für $L - l$ den Minimalwerth OD (Fig. 16) beibehält, d. h. wenn man bei dieser grössten Füllung den Expansionsschieber gleichzeitig mit dem Vertheilungsschieber absperren lässt. Dieses Absperren geschieht von Seite des Expansionsschiebers äusserst schleichend, von Seite des Vertheilungsschiebers aber präcis. Wenn man nun diese grösste Füllung braucht, und von dieser angefangen durchaus alle kleineren Füllungen correct durchführen will, so wäre die Steuerung jedenfalls so einzurichten, dass bei der grössten Füllung nur der Vertheilungsschieber, nicht aber gleichzeitig auch der Expansionsschieber absperrt.

Zu diesem Zwecke wäre $L - l$ nicht $= OD$, sondern $L - l = OD + DD'$ zu machen, wobei DD' etwa $= \frac{1}{2}\, a_0$ (wohl auch $= \frac{1}{4}\, a_0$) anzunehmen genügt. Bei ganz zusammengezogenen Expansionsschieberlappen wird dann die grösste Füllung vollkommen präcis effectuirt, nämlich die Absperrung durch den Vertheilungsschieber allein bezweckt. Braucht man aber diese grösste Füllung nicht, sondern immer nur die kleineren Füllungen, so construire man die Meyer'sche Steuerung selbst für bloss eine Bewegungsrichtung nach der unter II behandelten Art und Weise (Fig. 17 und Fig. 17'), wobei die kleineren Füllungen mit ganz besonderer Präcision erzielt werden.

Für Vorwärts- und Rückwärtsbewegung wäre bei der für alle Füllungsgrade eingerichteten Meyer'schen Steuerung noch ein Vertheilungs-Rückwärtsexcenter anzubringen, und das Expansionsexcenter in vorher angegebener Weise inne halb eines Winkels $180^0 - 2\,\delta_0 = 60^0$ an der Wel drehbar einzurichten. Anstatt der Länge L käme soda $L' = r + r_0 \cos\,(\delta_0 - \delta) + l + a_0$ auszuführen (sieh S. 289).

II. Die Meyer'sche Steuerung mit Expansionsexcenter in der (entgegengesetzt verlängerten) Kurbelrichtung.

Hiezu Fig. 17 und 17'.

Die nun zu besprechende Einrichtung der Meyer'schen Steuerung ist ohneweiters für beide Bewegungsrichtungen der Maschinenwelle geeignet.

Das Vertheilungsexcenter erhält den üblichen Voreilwinkel

$$\delta = 20^{\circ}.$$

Soll die betreffende Maschine nach beiden Richtungen umlaufen, so ist noch ein besonderes Vertheilungs-Rückwärts-Excenter nothwendig, welches, wie leicht zu ersehen, um denselben Winkel δ von der Richtung OY' abweichen muss. Die Wirksamkeit des einen oder des andern Vertheilungsexcenters wird sodann durch eine Coulisse vermittelt. Die äussere Deckung

$$e = Ov = \frac{1}{4} r,$$

demgemäss beträgt die grösste Füllung, die der Vertheilungsschieber gestattet, auch hier 91% des Kolbenhubes;

$$\delta_0 = 90^{\circ},$$

also die relative Lage des Expansionsexcenters gegen die Kurbel und gegen das betreffende Vertheilungsexcenter für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung die gleiche, mithin gewährt diese Steuerung für beide Bewegungsrichtungen eine gleich günstige Dampfvertheilung.

$$r_0 = OC_0 = 1{,}25\,r;$$

diese entsprechend angenommene grössere Excentricität des Expansionsexcenters entgegen jener des Vertheilungsexcenters kann übrigens, wenn der Schieberkasten ober dem liegenden Dampfcylinder angebracht ist, durch die Ungleicharmigkeit der betreffenden Hebelübertragung erzielt werden, so dass dennoch beide, beziehungsweise alle drei Excenter gleich sein können (was übrigens nicht von Wesenheit ist).

Fig. 17.

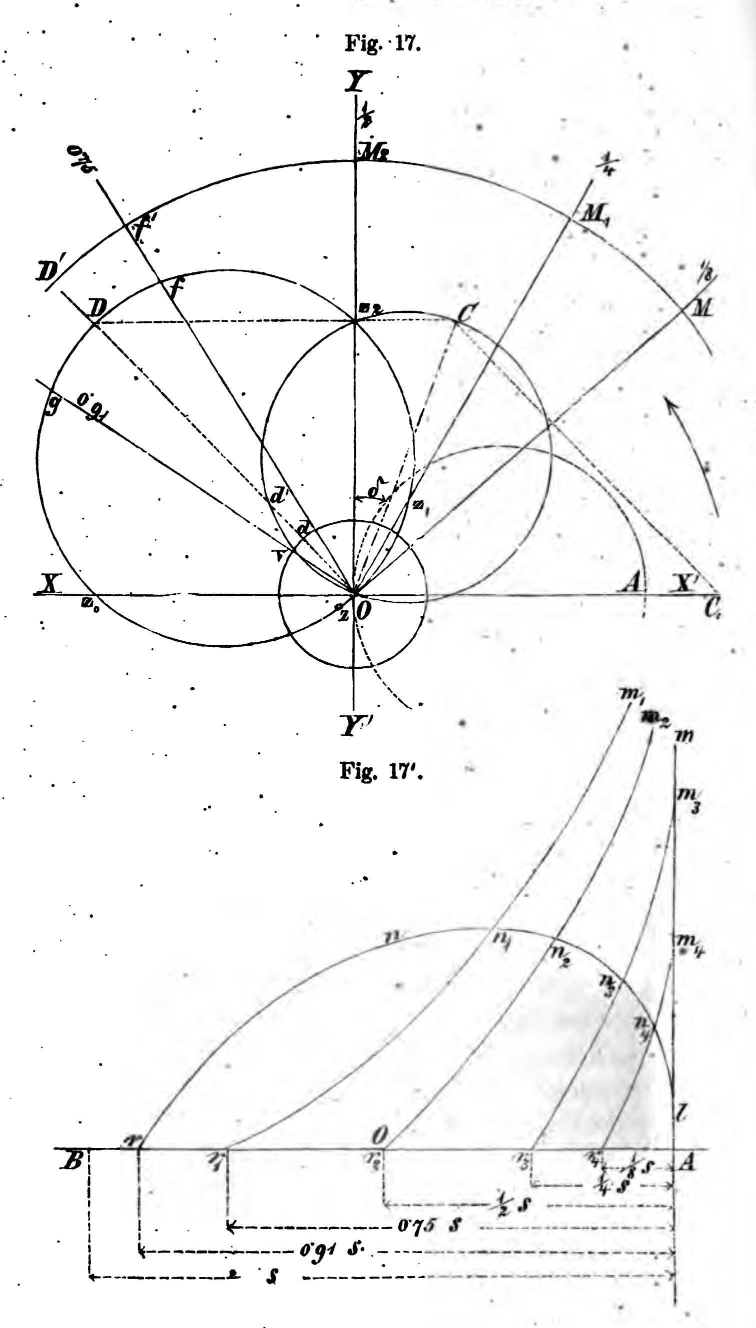

Y
1/2
M2
0·75
1/4
M1
f'
D'
f
1/8
D
z2
C
M
g
0·91
d'
δ
z1
d
v
X
A
X'
z0
z
O
C1
Y'
m1
m2
m
m3
n
n1
n2
n3
n4
m4
l
B
r
r1
O
r2
r3
r4
1/8 s
A
1/4 s
1/2 s
0·75 s
0·91 s.
2 s

Fig. 17'.

Die grösste Cylinderfüllung, welche der Expansionsschieber in correcter Weise zu erreichen gestattet, beträgt etwa 75% des ganzen Kolbenhubes.

Will man auch die ganze von Seite des Vertheilungsschiebers zulässige Füllung ermöglichen, mache man nach geschehener Construction des Parallelogrammes $O\,C_0\,C\,D$ und aufgetragenem Winkel $D\,Of = D\,Og$:

$$DD' = dd'$$

und sodann $L - l = O\,D'$; dann wird bei ganz zusammengezogenen Schieberlappen die Absperrung bei der grössten Cylinderfüllung (91%) durch den Vertheilungsschieber präcis bewerkstelligt. Füllungen zwischen 91% und 75% (also bloss innerhalb etwa 15%) des Kolbenhubes wären uncorrect; dieselben brauchen aber, wie bereits erwähnt, gar nicht zur Anwendung zu kommen, indem der Maschinenwärter die Expansionsschieberlappen aus ihrer Nullentfernung jedesmal gleich in eine Entfernung $\geqq f\,f'$ bringen kann; diese Entfernung wird auf der betreffenden Expansionsscala stark zu markiren sein. In der Regel — namentlich bei Maschinen, die fortwährend nur nach einer Richtung umlaufen, braucht man die ganze Füllung nicht und arbeitet immer nur mit Füllungen kleiner als $\frac{1}{2}$. In solchen Fällen kann für die Differenz $L - l$ der Minimalwerth, diessfalls Of anstatt $O\,D$ beibehalten (oder aber zur völligen Sicherung gegen doppelte Dampfeinströmung $L - l$ ein wenig $< Of$ gemacht) werden, wobei die Füllung immer noch bis nahe auf $\frac{3}{4}$ des Kolbenhubes gesteigert werden kann.

Diese Einrichtung der Meyer'schen Steuerung ist durch folgende wesentliche Vortheile ausgezeichnet:

Erstens wirkt dieselbe, wie die abgeleiteten Diagramme zeigen, namentlich bei denjenigen Füllungen, welche am häufigsten zur Anwendung kommen ($\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{8}$ oder noch weniger) so präcis, als man es nur wünschen kann, selbstverständlich aus dem Grunde, weil die Excentricität r_0 bedeutend ist, und weil die Richtungen der beiden Excentricitäten $O\,C$ und $O\,C_0$ um den bedeutenden Winkel von

70° von einander abweichen, durch welche beiden Umstände eine gleichfalls bedeutende Grösse der relativen Schieberwege — resp. des relativen Schieberkreises bedingt wird.

Zweitens ist die Lage des Expansionsexcenters gegen die Kurbel eine möglichst einfache u. z. eine derartige, dass sie auch bei Maschinen mit Umsteuerungsvorrichtung vollkommen entspricht. Die in gewissen Fällen etwa als wünscherswerth erachtete ganze Cylinderfüllung kann ebenfalls anstandslos zur Anwendung gebracht werden; nur wären dann die Füllungen zwischen dieser (0,91) und jener 0,75 uncorrect, d. h. von zweimaliger Dampfeinströmung begleitet.

III. Die Meyer'sche Steuerung für Maschinen mit Vorwärts- und Rückwärtsbewegung — mit einem einzigen Vertheilungs- und dem losen Expansionsexcenter.

Hiezu Fig. 18 und 18'.

Hier ist $\delta = 0$, also kein Voreilen des Vertheilungsexcenters, der Vertheilungsschieber hat möglichst kleine Deckungen, die innere Deckung eventuell $= 0$;*) die mit ihrer concaven Seite dem Dampfcylinder zugekehrte Coulisse schwingt um ihren Mittelpunkt als fixen Drehpunkt; das Vertheilungsexcenter wird aus seiner Lage OC für den

*) Es wäre zum Zwecke eines halbwegs rechtzeitigen Dampfaustrittes angezeigt, die innere Deckung sogar ein wenig < 0 d. h. negativ zu machen, allein dann gestaltet sich (damit der Schieberlappen doch breiter ausfalle als die Dampfcanalweite) die äussere Deckung um so grösser, und man hat hinter dem Kolben einen verspäteten Dampfeintritt, also eine Einbusse an Volldruckwirkung bei gleichem Dampfverbrauch. Ueberhaupt ist das bereits betonte Gebrechen des Schiebers ohne Voreilen kaum durch irgend ein Mittel radica zu heilen, und wenngleich durch Anbringung eines Expansionsschiebers eine wesentliche Verbesserung dieser Vorrichtung i ökonomischer Richtung erzielt wird, so wird dieselbe doch hauptsächlich nur aus den auf S. 281 ausgesprochenen Rücksichten hie abgehandelt.

Vorwärtsgang in die entgegengesetzte (ideale) Lage, für den Rückwärtsgang durch Verschiebung des Gleitstückes in der Coulisse aus der einen in die andere äusserste Lage mittelst des Umsteuerungshebels gebracht.

Wollte man durchaus alle Füllungen in correcter Weise erzielen, so müsste man beiläufig $\delta_0 = 36^0$ machen, wobei jedoch die relative Schieberbewegung etwas schleichend, also die Dampfabsperrung durch den Expansionsschieber nicht genug präcis wäre.

Den im Vorhergehenden ausgesprochenen Rücksichten gemäss nehme man

$$\delta_0 = 45^0.$$

Ferner wurde, um ganz gleiche Excenter zu erhalten in Fig. 18:

$$OC_0 = r_0 = r$$

gemacht, und schon auf diese Art mindestens eine solche Präcision der Dampfvertheilung (natürlich bloss auf der Einströmungsseite) erreicht, wie sie die übliche Meyer'sche für alle Füllungsgrade eingerichtete Expansionsvorrichtung mit voreilendem Vertheilungsexcenter (S. 291) gestattet. Eine entsprechende Vergrösserung von r_0 würde die Präcision noch steigern.

Aus $OC = r$ und $OC_0 = r_0$ ergibt sich in Fig. 18 dem Vorausgegangenen gemäss das Parallelogramm $O\,C_0\,C\,D$. Macht man $\sphericalangle\; DOM_3 = DOX$, so ist OM_3 die derjenigen Maximalfüllung entsprechende Kurbelrichtung, von welcher angefangen alle kleineren Füllungen correct und präcis erzielt werden.

Diese Maximalfüllung beträgt bei den angenommenen Verhältnissen ($r_0 = r$) — also zum Mindesten 85% des ganzen Kolbenhubes, und könnte durch eine Vergrösserung von r_0 gesteigert werden.

Um auch die ganze Füllung, welche der Vertheilungsschieber zulässt, und welche bei den diessfalls anzunehmenden sehr kleinen Deckungen des Vertheilungsschiebers

der totalen Cylinderfüllung ganz nahe kommt, tadellos ausführen zu können, mache man

$$DD' = dd'$$

und sodann

$$L - l = OD';$$

dann wird nämlich bei vollends zusammengezogenen Schieberlappen der Expansionsschieber während der Kurbelstellung OD den Durchlasscanal des Vertheilungsschiebers gerade so weit offen lassen, als der Vertheilungsschieber den betreffenden Dampfcanal noch offen hält; die Absperrung wird sofort nach nahezu schon beendetem Kolbenhube durch den Vertheilungsschieber geschehen. Bringt man nun die Expansionsschieberlappen (einen unverlängerten Vertheilungsschieber vorausgesetzt) aus ihrer gänzlichen Berührung mittelst des an der Expansionsschieberstange angebrachten Handrädchens sogleich in eine Entfernung $\geqq M_3 z_3$, so werden offenbar die nur uncorrect zu erreichenden Füllungen (zwischen nahe 100 und 85% des Kolbenhubes) gar nicht zur Anwendung kommen. Der Stand der Expansionsschieberlappen in der Entfernung $= M_3 z_3$ wird dem Maschinenwärter auf der betreffenden Expansionsscala deutlich zu markiren sein.

Die weitere Durchführung der Construction, so wie auch der Uebergang zu dem verlängerten Vertheilungsschieber für das lose Expansionsexcenter ist aus den vorausgeschickten „allgemeinen Erklärungen" zu ersehen. Die erforderliche Länge dieses verlängerten Schiebers ist gemäss S. 289 allgemein

$$L' = r + r_0 \cos(\delta_0 - \delta) + l + a_0$$

und diessfalls wegen $\delta = 0$ und $\delta_0 = 45^0$ insbesondere

$$L' = r + 0{,}707\, r_0 + l + a_0.$$

Damit das lose Expansionsexcenter aus seiner richtig Lage OC_0 für den Vorwärtsgang in eine eben so richti Lage für den Rückwärtsgang gelangen könne, muss de

selben mittelst entsprechender segmentartiger Knaggen eine Drehung von $180^\circ - 2\,\delta_0 = 90^\circ$ an der Maschinenwelle gestattet sein.

Fig. 18.

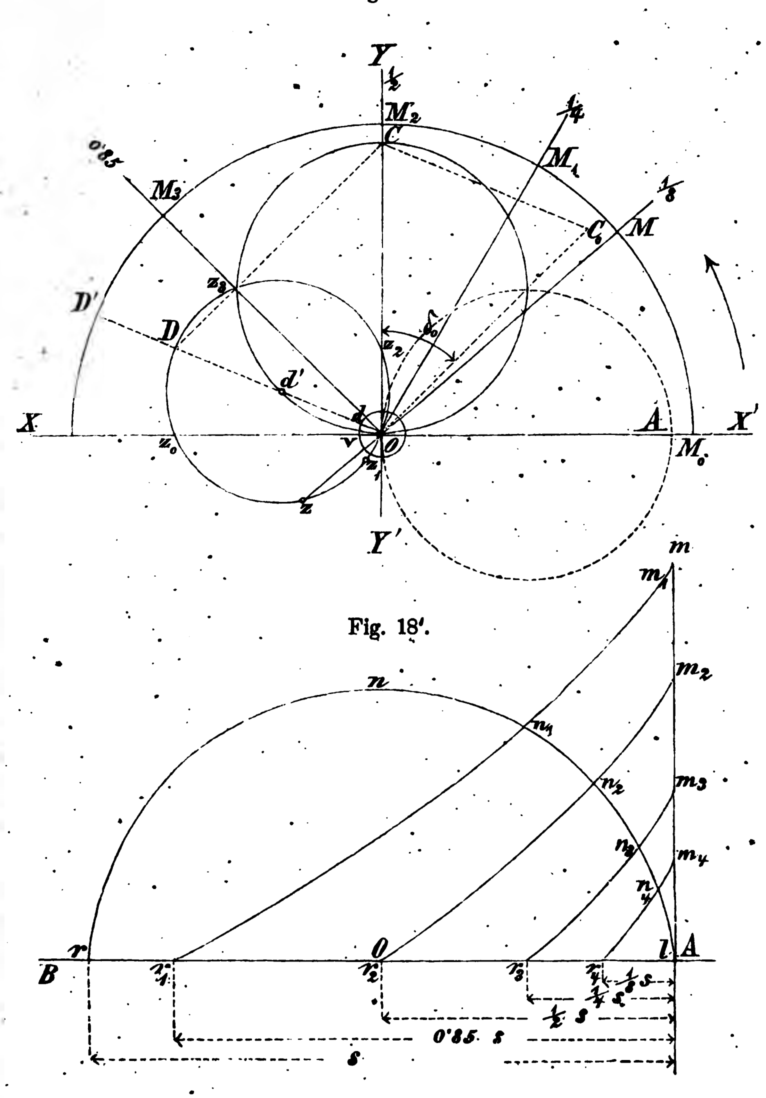
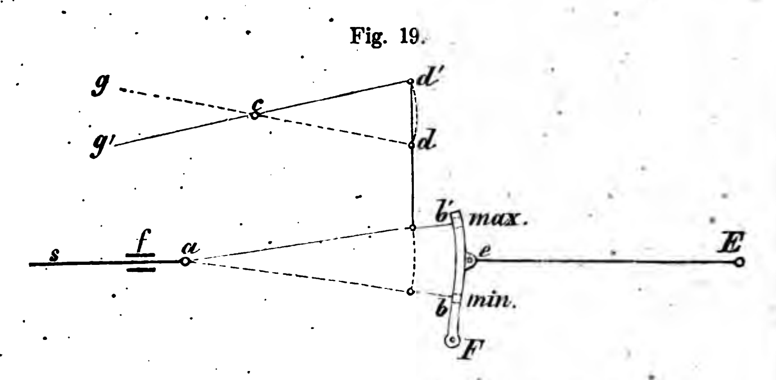


Fig. 18′.

B. Expansionssteuerung mit variablem Hube des Expansionsschiebers (resp. mit variabler Excentricität des Expansionsexcenters.)

An die eben behandelte Meyer'sche Vorrichtung für verstellbare Expansion reiht sich zunächst diejenige Anordnung der Schiebersteuerung, bei welcher zur Erzielung verschiedener Expansionsgrade der Hub des Expansionsschiebers veränderlich gemacht wird. Diese Veränderlichkeit wird mittelst Gleitstück und Coulisse nach Andeutung der Fig. 19 bewerkstelligt; hierein bezeichnet *Ee* die Excenterstange, *s* die bei *f* gerade geführte Schieberstange; die Coulisse schwingt um den fixen Drehpunkt *F*; die Verbindungsstange *ab* ist bei *b* mit einem Gleitstücke versehen und kann mittelst einer Hebelvorrichtung in eine beliebige Lage zwischen *ab* und *ab'* versetzt werden, wodurch die Grösse der Cylinderfüllung resp. des Expansionsgrades regulirt wird.

Fig. 19.



Diese Art Steuerung kann in zweierlei Weise durchgeführt werden u. z. entweder (erstens) in der Weise, dass alle Füllungsgrade von irgend einer beliebigen Minimalfüllung bis zu der durch den Vertheilungsschieber gestatteten Maximalfüllung correct erzielt werden; oder aber (zweitens) derart, dass die correct zu erreichenden Füllungen innerhalb engerer Grenzen eingeschlossen sind, s

dass man sich bei einer beliebig anzunehmenden Minimalfüllung etwa mit $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{2}$ Cylinderfüllung als Maximum begnügt, je nachdem man es mit einer Condensationsmaschine oder mit einer Auspuff-Maschine zu thun hat.

Im ersteren Falle ist die Lage des Expansionsexcenters vorgeschrieben u. z. fällt dessen Excentricität in die auf die Kurbel senkrechte Richtung, so dass das Vertheilungsexcenter gegen das Expansionsexcenter gerade nur um den Voreilwinkel δ des erstern verstellt ist; durch diesen Umstand wird die relative Bewegung der beiden Schieber gegen einander eine sehr schleppende und das Schliessen der Dampfcanäle bei allen Füllungen ein sehr schleichendes. Aus diesem Grunde kann diese Anordnung nicht empfohlen und soll hier auch weiter nicht mehr berücksichtigt werden. Wohl kann man aber eine sehr vortheilhafte, weil sehr präcise Wirkungsweise einer solchen Steuerung erzielen, wenn man sich mit engeren Grenzen der anzuwendenden Füllungsgrade begnügen will, was man beinahe in allen Fällen auch wirklich kann. In der Regel wird, wie bereits angedeutet, eine Variabilität der Füllung zwischen $\frac{1}{3}$ und etwa $\frac{1}{16}$ bei Condensationsmaschinen und eine solche zwischen $\frac{1}{2}$ und etwa $\frac{1}{8}$ bei Auspuff-Maschinen genügen. Dann kann die folgende Constructionsweise der in der Rede stehenden Steuerung empfohlen werden, wobei es immerhin noch freisteht, die angegebenen Grenzen der Füllung — wenn nöthig — etwas zu erweitern.

Man gebe bei dem üblichen Voreilwinkel des Vertheilungsexcenters $\delta = 20°$ dem Expansionsexcenter ein Voreilen $\delta_0 = 90°$, wenn beiläufig $\frac{1}{3}$ Cylinderfüllung als Maximum genügt, oder $\delta_0 = 70°$, wenn beiläufig $\frac{1}{2}$ Füllung als Maximum gefordert wird; je kleiner δ_0 angenommen wird, desto grösser wird die mögliche Maximalfüllung, desto mehr wird aber auch gleichzeitig an Präcision der Dampfvertheilung eingebüsst. Sodann construire man ein Schieberdiagramm nach Fig. 20, wie folgt:

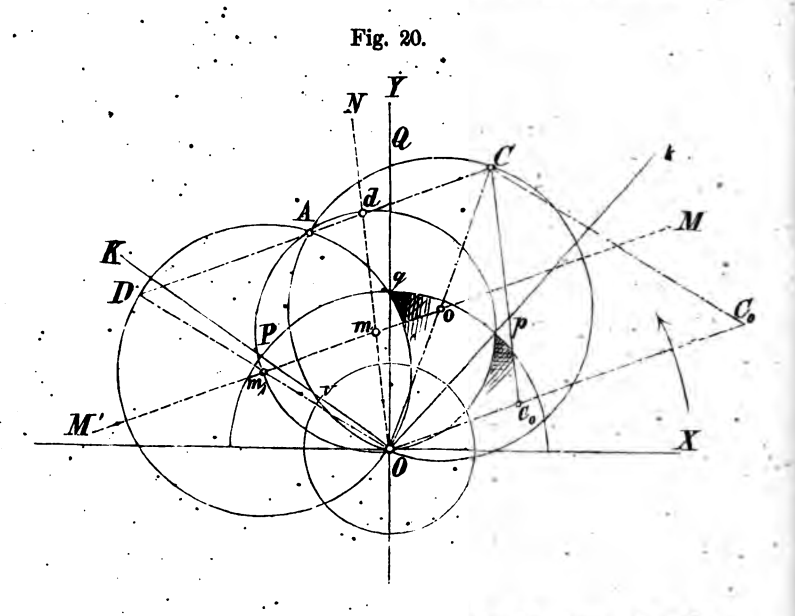
OX Richtung des Schieberspiegels, (meist zugleich die Richtung der Kurbel im sog. todten Punkte, siehe indess S. 271),

$OY \perp OX$,

$YOC = \delta = 20^0$,

$OC = r$ (Excentricität des Vertheilungsexcenters).

Fig. 20.



Man beschreibe über OC als Durchmesser den Vertheilungsschieberkreis und mit der äusseren Deckung e um O den Deckungskreis; durch den Schnitt v dieser beiden Kreise geht sofort diejenige Kurbelrichtung OK, bei welcher der Vertheilungsschieber den Dampfcanal schliesst, wenn die Bewegung der Kurbel in der Pfeilrichtung erfolgen würde. Sodann mache man den Winkel $YOC_0 = \delta_0$ (nach Umständen $\delta_0 = 70^0$ bis 90^0) und ziehe diejenige Kurbelrichtung Ok, welche der gewünschten correct zu erzielenden Minimalfüllung entspricht. Man halbire nun den Winkel KOk durch die Linie ON und ziehe durch den Mittelpunkt o des Vertheilungsschieberkreises zu OC_0 eine Parallele

MM', in welcher sofort die Mittelpunkte aller relativen Schieberkreise liegen, welche letzteren ausserdem sämmtlich durch den Punkt O durchgehen. Der sich hiebei ergebende Schnittpunkt m ist insbesondere der Mittelpunkt desjenigen relativen Schieberkreises, welcher der angenommenen Minimalfüllung entspricht. Durch die Schnittpunkte P und p dieses Kreises mit den Kurbelrichtungen OK und Ok beschreibe man um O einen Halbkreis, bis zu welchem sofort die durch den Expansionsschieber dargebotenen Eröffnungen des Durchlasscanals gemessen werden. Beschreibt man nun über OC als Diagonale das Parallelogramm $CdOc_0$, so ist $Oc_0 = r_{0\ \text{min.}}$ die zur Minimalfüllung gehörige Minimalgrösse des halben Expansionsschieberhubes — (resp. das Minimum der Excentricität). Nun entschliesse man sich für einen zu gestattenden Maximalwerth $r_{0\ \text{max.}}$ des halben Expansionsschieberhubes (etwa $\frac{5}{4}$ bis $\frac{4}{3}$ von r), mache $OC_0 = r_{0\ \text{max.}}$ und construire das Parallelogramm OC_0CD; dabei ergibt sich der Schnittpunkt m_1 als Mittelpunkt des relativen Schieberkreises, welcher der zu erzielenden Maximalfüllung entspricht. Beschreibt man diesen (durch O und ausserdem durch D und A gehenden) Kreis, so ergibt sich mit dem früher beschriebenen Halbkreise der Schnittpunkt q (in der Fig. 20 zufällig in die Richtung OY fallend); die durch q gehende Kurbelrichtung entspricht der zu erzielenden Maximalfüllung. Diese letztere ergibt sich bei einem bestimmten gestatteten Maximalhube des Expansionsschiebers desto grösser, je kleiner der Winkel δ_0 und je grösser die zu erzielende Minimalfüllung angenommen worden ist.

Auf Grundlage dieser Construction ergeben sich die Schieberdimensionen, wie folgt: Man entnehme aus dem Diagramme genau die Längen

$$Op = Oq = \lambda \text{ und } OD = \varrho_m,$$

welche letztere die Maximalverschiebung der beiden Schieber gegen einander angibt. Es bezeichne nun, wie in Fig. 15 a (S. 287) angedeutet:

L die halbe Vertheilungsschieberlänge mit Einschluss der Durchlasscanalweite a_0 (welche letztere $= \frac{3}{4} a$ oder $=$ 0,85 a, je nachdem $r = a + i$ oder $r = a + e$);

l die Lappenlänge und

x die (diessfalls unveränderliche) halbe Lappenentfernung des zweitheiligen (durchbrochenen) Expansionsschiebers.

Man mache (wenn man eben einen zweitheiligen Expansionsschieber wählt), wie in Fig. 15 a angedeutet, die Wände des Durchlasscanals vertical, so ergibt sich L aus der Construction des Vertheilungsschiebers. Sodann hat man aus den beiden Bedingungen:

$$L - (l + x) = \lambda \text{ und}$$
$$L - a_0 > \varrho_m + x$$

die Grössen l und x zu bestimmen; u. z. ergibt sich wenn man dem $>$ Zeichen durch Zugabe von 0,3 Centim. Rechnung trägt:

$$x = L - a_0 - \varrho_m - 0{,}3 \text{ Centim.}$$
$$l = a_0 + \varrho_m - \lambda + 0{,}3 \text{ Centim.}$$

Macht man hingegen den Expansionsschieber nach Fig. 15 b (S. 288) eintheilig (undurchbrochen), also $x = 0$, so ergibt sich seine halbe Länge l_0 und die halbe Länge L_0 des Vertheilungsschiebers (mit Einschluss von a_0) folgends:

$$l_0 = \tfrac{1}{2} (a_0 + \varrho_m - \lambda + 0{,}3) \text{ Centim.}$$
$$L_0 = \tfrac{1}{2} (a_0 + \varrho_m + \lambda + 0{,}3) \text{ Centim.}$$

Gemäss den aus dem Diagramme abzunehmenden Grössen

$$Oc_0 = r_{0\ \text{min.}} \text{ und } OC_0 = r_{0\ \text{max.}},$$

welche den zu gestattenden Minimal- und Maximalhub des Expansionsschiebers angeben, sind die Hebelarmverhältnisse der Coulisse mit Rücksicht auf die wirkliche Excentricität r_0 des Expansionsexcenters einzurichten. Man kann $r_0 = -$ d. h. beide Excenter gleich machen, und versieht die Couliss mit einer Scala der anzuwendenden Expansionsgrade.

Die Regulirung der Expansionsgrade durch Heben un Senken des Gleitstückes b in der Coulisse (Fig. 19) kan

aus freier Hand, aber auch durch den Regulator selbstthätig geschehen, indem der Hebel *gd* unmittelbar oder mittelbar mit dem Regulator in Verbindung gebracht wird. In dieser Beziehung hätte die behandelte Steuerung sogar vor der Meyer'schen einen Vorzug, bei welch' letzterer die Bethätigung durch den Regulator jedenfalls zu schwerfällig ausfällt, es wäre denn, dass man hiebei von dem trapezförmig begrenzten Expansionsschieber mit drehender Querbewegung Gebrauch macht, oder aber die Bethätigung in irgend anderer Weise erleichtert.

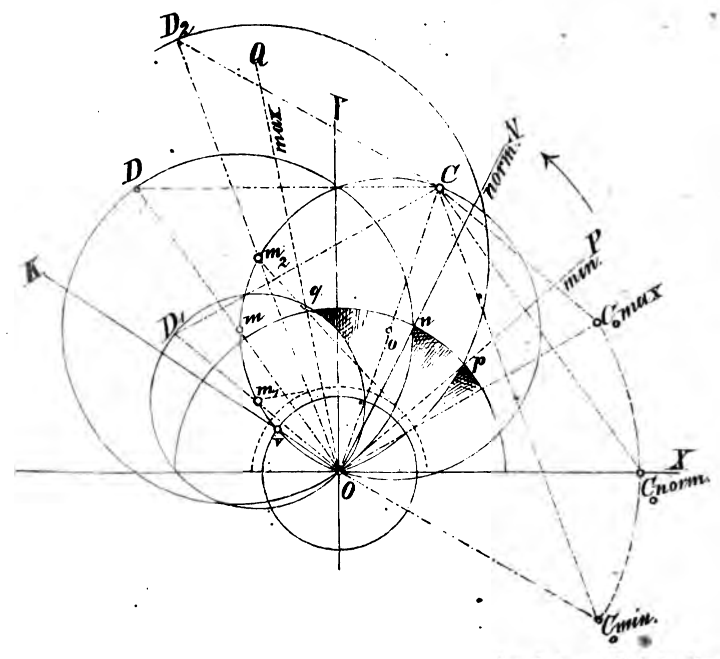
C. Expansionssteuerung mit verstellbarem Voreilwinkel des Expansionsexcenters.

Der Expansionsschieber wird von einem Excenter bethätigt, welches an der Kurbelwelle innerhalb eines gewissen Winkels drehbar, und in jeder Zwischenstellung (meist mittelst einer starken Stellschraube) fixirbar ist. Die dem jeweilig einzuleitenden Expansionsgrade entsprechende Verstellung und Fixirung dieses Excenters kann in leicht ausführbarer Weise wohl nur im Ruhezustande der Maschine geschehen; deshalb eignet sich diese durch ihre Einfachheit sich empfehlende Expansionsvorrichtung nur für solche Fälle, wo die Dampfmaschine einen nach längeren Zeiträumen sich ändernden, innerhalb dieser Zeiträume aber ziemlich constanten Widerstand zu bewältigen hat. (So z. B. bei Mahl- und Sägemühlen, wenn durch eine Dampfmaschine nach Umständen zwei oder drei Mahlgänge, oder aber Sägegatter mit verschiedener Anzahl Sägeblätter zu bethätigen sind und dgl.)

Die Schieber erhalten die Form nach Fig. 15 *a* oder Fig. 15 *b* (S. 287, 288); das Vertheilungsexcenter hat den üblichen Voreilwinkel $\delta = 20^\circ$. Das Expansionsexcenter kann mit dem Vertheilungsexcenter gleich gemacht werden, so dass auch die Excentricität r_0 des ersteren der Excentricität r des letzteren gleich ist.

Die Construction dieser Steuerung kann mittelst eines Diagramms nach Fig. 21 auf folgende Art geschehen:

Fig. 21.



OX Richtung des Schieberspiegels (meist zugleich die Richtung der sog. todten Kurbellage, siehe indess S. 271),

$OY \perp OX$

$YOC = \delta = 20^0$

$OC = r$;

man beschreibe über OC als Durchmesser den Vertheilungsschieberkreis und mit der äusseren Deckung $e = \frac{1}{4}\, r$ um O den Deckungskreis. Durch den Schnittpunkt v geht diejenige Kurbelrichtung OK, bei welcher der Vertheilungsschieber den einströmenden Dampf absperrt, wenn die Kurbel in der Pfeilrichtung sich bewegen würde.

Damit die Dampfabsperrung durch den Expansionsschieber bei allen Expansionsgraden präcis erfolge, führe

man die Construction so durch, dass die Normalleistung (d. h. die am häufigsten beanspruchte Leistung) von der Maschine erzielt werde, wenn das Expansionsexcenter die der Kurbelrichtung gerade entgegengesetzte Lage einnimmt, d. h. ein Voreilen $\delta_0 = 90^0$ hat. Besagte Normalleistung wird bei einer bestimmten Cylinderfüllung (normale Füllung, welche gemäss dem Vorausgegangenen nach Möglichkeit die ökonomisch günstigste sein soll) erzielt; dieser Füllung entsprechend werde der Dampf bei der Kurbelrichtung ON abgesperrt (die Bewegung in der Pfeilrichtung vorausgesetzt).

Man mache $OC_{0\,\text{norm.}} = r_0 = r$, ziehe CC_0, ergänze das Parallelogramm CC_0OD und beschreibe über OD als Durchmesser den relativen Schieberkreis. Der Mittelpunkt dieses und jedes andern relativen Schieberkreises fällt in die Peripherie des Vertheilungsschieberkreises; der verzeichnete — der normalen Füllung entsprechende — relative Schieberkreis schneidet die Kurbelrichtung ON in n; man beschreibe mit $On = \lambda$ als Halbmesser um O einen Halbkreis und ausserdem mit $\frac{1}{2} \cdot \lambda$ ebenfalls um O einen (in Fig. 21 punktirten) Halbkreis, als Hilfskreis.

Zwischen der Peripherie des λ Kreises und jener des relativen Schieberkreises werden an den durch O gezogenen Kurbelrichtungen die zugehörigen Eröffnungen des Dampfdurchlasscanals gemessen.

Man verzeichne nun diejenige Kurbelrichtung OP, welche der zu effectuirenden Minimalfüllung, ferner die Kurbelrichtung OQ, welche der zu erzielenden Maximalfüllung entspricht, und ziehe an den punktirten Hilfskreis Tangenten senkrecht zu diesen beiden Kurbelrichtungen. Diese Tangenten schneiden den Vertheilungsschieberkreis in den Punkten m_2 und m_1, welche die Mittelpunkte der betreffenden relativen Schieberkreise sind. Man verzeichne diese beiden (durch O gehenden) Kreise, wobei sich die Durchmesser OD_2 und OD_1 ergeben, ferner ziehe man D_2C und D_1C und ergänze die Parallelogramme $OD_2CC_{0\,\text{min}}$.

und $OD_1 CC_{0\,max.}$; dann ist $OC_{0\,min.}$ die Lage des Expansionsexcenters für die gewünschte Minimalfüllung und $OC_{0\,max.}$ jene für die zu erzielende Maximalfüllung. Innerhalb dieser beiden Lagen muss sofort das Expansionsexcenter verstellbar gemacht werden. (Selbstverständlich fallen die Abstände der drei Excentermittelpunkte C_0 von O ganz gleich aus.)

Die Ermittlung der Schieberdimensionen geschieht auf Grundlage der aus dem Diagramme zu entnehmenden Längen

$$On = Op = \lambda \text{ und } OD_2 = \varrho_m$$

(Maximaldurchmesser des relativen Schieberkreises — hier der Minimalfüllung entsprechend —) auf dieselbe Weise, wie dies für die unter B behandelte Schiebersteuerung S. 304 angegeben wurde.

FÜNFTER ABSCHNITT.

ÜBER DIE

ÖKONOMISCHEN VERHÄLTNISSE

BEI DEN

DAMPFMASCHINEN.

---

1. Kapitel.

Die Herstellungskosten der Dampfmaschinen.

Trotz der bekannten starken Variation der Maschinenpreise je nach Zeit, Ort, ja selbst auch je nach Beschaffenheit des Abnehmers und anderen oft ganz zufälligen Umständen erwarte man von mir nicht, dass ich mich vielleicht entschuldigen werde, für eine so vage Grösse, wie es die Dampfmaschinenpreise wirklich sind, fertige Formeln aufgestellt zu haben! Ich kann dies schon deshalb nicht, da ich auf die Eruirung dieser Formeln in Bezug sowohl auf die Form derselben, als auch auf die hierin erscheinenden numerischen Additions- und Multiplications-Constanten Mühe und Zeit, und zwar aus dem Grunde verwendet habe, weil ich die Angaben solcher Formeln sowohl für die Anwendung als auch für Anfänger als sehr gute Anhaltspunkte betrachten muss. *)

Der Fabrikspreis einer Maschine eines gewissen Systems wird — normale Preisverhältnisse vorausgesetzt — desto grösser sein, je grösser der Kolbendurchmesser, aber auch je grösser (bei gleichem Kolbendurchmesser) der Hub der Maschine ist, und gewiss auch, je stärker die Maschine

*) Indessen hat mein erster diesbezüglicher Versuch im Jahre 1864 bei Gelegenheit meiner damaligen Abhandlung „über den ökonomisch günstigsten Expansionsgrad" in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins (welcher Versuch mir damals von einer Seite verübelt — weil falsch aufgefasst wurde) seither bereits Nachahmungen gefunden.

gebaut, beziehungsweise für einen je grösseren Maximal-Dampfdruck sie vermöge der Stärke ihrer Details eingerichtet ist; dabei wird selbstverständlich Correctheit der Ausführung und ein rationeller Grad der Ausstattung vorausgesetzt.

Das Maschinensystem betreffend, werden hier die gewöhnlichen, liegenden, eincylindrigen Maschinen in's Auge gefasst.

In Bezug auf die Stärke des Baues unterscheide ich drei Fälle, u. z.:

1. leichter gebaute Maschinen, deren einzelne Theile mit der bei Maschinendetails wünschenswerthen und üblichen Sicherheit einem mässigen Drucke im Dampfcylinder bis zu einem Kesselüberdrucke von etwa 4 oder 5 Atmosphären zu widerstehen vermögen;

2. mittelstark gebaute Maschinen, deren Details mit der nothwendigen Sicherheit für grössere Dampfspannungen bis zu einem Kesselüberdrucke von etwa 6 oder 7 Atmosphären construirt sind;

3. sehr kräftig gebaute Maschinen, welche in allen ihren Theilen einen Kolbendruck bis zu einem Kesselüberdruck von 8 bis 10 Atmosphären mit vollständiger Sicherheit übertragen können.

In allen Fällen hat die von mir aufgestellte Formel für den Fabrikspreis W der Maschine u. z. sowohl bei Auspuff, als auch bei Condensation die Form:

$$W = \alpha \sqrt{Ds}\,(D + \beta);$$

hiebei bezeichnet D den Kolbendurchmesser und s den Kolbenhub in Centimeter, α und β sind Constanten, welche je nach der Kategorie der Maschine bezüglich der Stärke ihres Baues (1 oder 2 oder 3), dann je nachdem sie für Auspuff oder Condensation eingerichtet ist, verschiedene numerische Zahlenwerthe annehmen, u. z. setze ich, wenn der Fabrikspreis W der Maschine je nach ihrer Beschaffenheit bezüglich obiger Specification mit einem der Zeiger 1, 2, 3 und für Condensation ausserdem mit einem Striche

(') versehen, jedesmal aber in österr. Gulden (à 2 Mark) verstanden wird:

a) bei Auspuffmaschinen, u. z.

1. für leichter gebaute Maschinen:

$$W_1 = \sqrt{Ds}\,(D + 20),$$

2. für mittelstark gebaute Maschinen:

$$W_2 = 1{,}23\sqrt{Ds}\,(D + 16{,}3),$$

3. für sehr kräftig gebaute Maschinen:

$$W_3 = 1{,}5\sqrt{Ds}\,(D + 13{,}5);$$

b) bei Condensationsmaschinen, u. z.

1. für leichter gebaute Maschinen:

$$W_1' = 1{,}28\sqrt{Ds}\,(D + 24),$$

2. für mittelstark gebaute Maschinen:

$$W_2' = 1{,}53\sqrt{Ds}\,(D + 20),$$

3. für sehr kräftig gebaute Maschinen:

$$W_3' = 1{,}83\sqrt{Ds}\,(D + 17).$$

Zu erwähnen wäre noch, dass die unter 1, 2 und 3 angegebenen Preise für beiderlei Maschinen (mit Auspuff und mit Condensation) für abnehmende D einander immer nähere und für $D = 0$ ganz gleiche Resultate geben, weil die Dampfmaschinen des allerkleinsten Calibers wohl immer selbst die grössten Dampfspannungen zu ertragen im Stande sind, und übrigens, ob schwächer oder stärker gebaut, nahezu das Gleiche kosten, weshalb denn die Additionsconstanten innerhalb der Klammer mit der Stärke des Baues nicht bloss nicht zunehmen, sondern abnehmen.

Die weitere Specialisirung der obigen Preisberechnungs-Formeln insbesondere für verschieden grossen Kolbenhub im Verhältnisse zum Kolbendurchmesser ist in der Zusammenstellung auf den folgenden zwei Seiten enthalten, welche einer weiteren Erläuterung nicht bedürfen.

Desgleichen sind auch die beiden „Tabellen über die mittleren Preise gewöhnlicher (liegender, eincylindriger) Dampfmaschinen“ im tabellarischen Theile S. 89 bis 93 an und für sich verständlich.

Preisberechnungsformeln für Auspuff-Maschinen
bei normalen Preisverhältnissen.

Bezeichnungen.

D Kolbendurchmesser, s Kolbenhub } in Centimeter,
W (resp. W_1, W_2, W_3) Anschaffungskosten der Maschine eventuell mit Einschluss eines Transmissionsrades (Riemenscheibe oder kleineres Zahnrad) an der Maschinenwelle — sammt Speisepumpe loco Maschinenfabrik, — mit Ausschluss der Aufstellungskosten, des Dichtungsmaterials u. dgl. Die Preise ergeben sich in österr. Gulden à 2 Mark.

1.) bei leichter gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von etwa 4 oder 5 Atmosphären) kann man annehmen:

$$W_1 = \sqrt{Ds}\,(D + 20);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_1 = x_1\,D\,(D + 20),\text{ u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_1 =	1	1,12	1,22	1,32	1,41	1,50	1,58	1,73	1,87	2

2.) bei mittelstark gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von etwa 6 oder 7 Atmosphären):

$$W_2 = 1{,}23\,\sqrt{Ds}\,(D + 16{,}3);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_2 = x_2\,D\,(D + 16{,}3),\text{ u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_2 =	1,23	1,38	1,51	1,63	1,74	1,85	1,94	2,13	2,30	2,46

3.) bei sehr kräftig gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von 8 bis 10 Atmosphären):

$$W_3 = 1{,}5\,\sqrt{Ds}\,(D + 13{,}5);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_3 = x_3\,D\,(D + 13{,}5),\text{ u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_3 =	1,5	1,68	1,84	1,98	2,12	2,25	2,37	2,60	2,81	3,0

Bemerkung. Nach den unter 2.) angeführten Angaben ist die Special-Preis-Tabelle im Tabellarischen Theile S. 90—91 berechnet.

Preisberechnungsformeln für Condensations-Maschinen

bei normalen Preisverhältnissen.

Bezeichnungen

übereinstimmend mit jenen für Auspuff-Maschinen; die Maschinenpreise sind mit W' (resp. W_1', W_2', W_3') bezeichnet; in denselben sind die Kosten für die Beschaffung des Injectionswassers nicht einbegriffen, d. h. es wird das Vorhandensein des nothwendigen Kaltwassers vorausgesetzt.

1.) bei leichter gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von etwa 4 oder 5 Atmosphären) kann man annehmen:

$$W_1' = 1{,}28 \sqrt{Ds}\,(D + 24);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_1' = x_1'\,D\,(D + 24),\ \text{u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_1' =	1,28	1,43	1,57	1,69	1,81	1,92	2,02	2,22	2,39	2,56

2.) bei mittelstark gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von etwa 6 oder 7 Atmosphären):

$$W_2' = 1{,}53 \sqrt{Ds}\,(D + 20);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_2' = x_2'\,D\,(D + 20),\ \text{u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_2' =	1,53	1,71	1,87	2,02	2,16	2,30	2,42	2,65	2,86	3,06

3.) bei sehr kräftig gebauten Maschinen (bis zu einem Kesselüberdruck von 8 bis 10 Atmosphären):

$$W_3' = 1{,}83 \sqrt{Ds}\,(D + 17);$$

für irgend ein (beiläufig) stattfindendes Verhältniss zwischen Kolbendurchmesser und Hub erhält man hieraus:

$$W_3' = x_3'\,D\,(D + 17),\ \text{u. z. ist}$$

für $\frac{s}{D}$ =	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3	3,5	4
x_3' =	1,83	2,05	2,24	2,42	2,59	2,75	2,89	3,17	3,42	3,66

Bemerkung. Nach den unter 2.) angeführten Angaben ist die Special-Preis-Tabelle im Tabellarischen Theile S. 92—93 berechnet.

Zusatz.

Eine Doppel- oder Zwillingsmaschine mit Auspuff kostet beiläufig um $\frac{2}{3}$ oder 67% mehr, als eine einfache Maschine von gleichem Kolbendurchmesser und Hub.

Eine Doppel- oder Zwillingsmaschine mit Condensation kostet beiläufig um $\frac{3}{4}$ oder 75% mehr, als eine einfache Maschine von gleichem Kolbendurchmesser und Hub.

Bezeichnet man den Preis einer Dampfmaschine (loco Fabrik) mit *W*, so können die übrigen Unkosten derselben beiläufig nach den folgenden Angaben veranschlagt werden:

1. Die Fundamentirung der Dampfmaschine kostet beiläufig 0,17 oder 17% von *W*;
2. Das Aufstellen und Montiren derselben (mit Ausschluss der Regie) kostet beiläufig 0,07 oder 7% von *W*.

Die Dampfleitungsröhren und ihre Legung sind in Geld separat zu berechnen.

Ein Speisewasservorwärmer (insbesondere bei Auspuffmaschinen unentbehrlich) kostet je nach seiner Grösse und Beschaffenheit 150 bis 300 Gulden.

Von den Betriebskosten der Dampfmaschine können die Brennstoffkosten aus dem Dampfverbrauche nur auf Grundlage einer angenommenen Verdampfungsfähigkeit des betreffenden Brennstoffes berechnet werden. Diese Verdampfungsfähigkeit gestaltet sich je nach der Gattung und Qualität des Brennstoffes, dann aber auch je nach dem System der Dampfkessel und der Einrichtung des ganzen Heizapparates ungemein verschieden. Insbesondere für Steinkohle kann man in der Regel je nach den genannten Umständen auf 5- bis 7-fache Verdampfung und nur bei sehr guter Kohle und sehr guter Einrichtung der Dampfkess sammt ihrer Heizung auf 8-fache Verdampfung rechnen, d. mit 1 Gewichtstheil Steinkohle erzeugt man unter den ge wöhnlichen Verhältnissen (also von ganz abnorm günstige Verhältnissen abgesehen) höchstens 8 Gewichtstheile Damp

Der Braunkohle wird je nach den oben erwähnten Umständen 3- bis 5,5-fache, dem Torfe 2,5- bis 5-fache, dem Holze 2,5 bis 3,5 fache Verdampfung zugeschrieben; bei den letztgenannten beiden Brennstoffen ist auch der Feuchtigkeitsgehalt massgebend.*)

Zu den Brennstoffkosten kommen die je nach den Orts- und Zeitverhältnissen zu beurtheilenden Unkosten der Wartung (ein oder zwei Maschinenwärter, abgesehen von eventuell nothwendigen besonderen Gehilfen für die Kesselheizung), und sodann: Die Auslagen für das Schmier- und Reinigungsmaterial, dann für kleine Reparaturen; diese Auslagen können bei täglich 12-stündigem Betriebe und 300 Arbeitstagen jährlich auf beiläufig 0,05 oder 5% von W angeschlagen werden.

Bemerkung. Bei den Condensations-Maschinen sind in den nach dem Vorausgegangenen bestimmten Maschinenpreisen die Kosten für die Beschaffung des Injectionswassers (wegen ihrer Abhängigkeit von den örtlichen Verhältnissen) nicht einbegriffen, d. h. es wird das Vorhandensein von Kaltwasser vorausgesetzt. Es müssen also jene Kosten von Fall zu Fall separat veranschlagt werden.

---

*) Es ist nicht zu bezweifeln, dass sich die Verdampfungsfähigkeit der Brennstoffe bei Gasfeuerung namhaft höher herausstellen würde, als bei den bisher so ziemlich ausschliesslich gebrauchten verschiedenen Rostfeuerungen.

2. Kapitel.

Dampfmaschinen mit der ökonomisch günstigsten Füllung.

Ueber die ökonomisch günstigste Füllung.

Der Standpunkt, von welchem der Verfasser die „ökonomisch günstigste Füllung“ der Dampfmaschinen beurtheilt und allezeit beurtheilen wird, ist auf S. 153 u. 154 hinreichend präcisirt. Hienach ist die für eine herzustellende Maschine zur Erzielung ihrer Normalleistung in Aussicht und Rechnung zu nehmende ökonomisch günstigste Füllung diejenige, „welche sich der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches in dem Masse nähert, als es der ökonomische Calcul mit Rücksicht auf die durch jede kleinere Füllung bedingten Mehrkosten der Maschinenherstellung gestattet.“

Die ökonomisch günstigste Füllung gestaltet sich also in jedem einzelnen Falle (bei einer bestimmten Maschinengattung, Maschinenstärke und anzuwendenden Dampfspannung) desto kleiner, d. h. sie nähert sich der Füllung des kleinsten Dampfverbrauches desto mehr, je theuerer bei den betreffenden Zeit- und Ortsverhältnissen das Brennmaterial ist, je billiger die Maschinen zu haben sind, und je mehr ein unausgesetzter Betrieb der betreffenden Dampfmaschine zu gewärtigen ist.

In Bezug auf die „Füllung des kleinsten Dampfverbrauches“ ist etwa Folgendes zu bemerken:

Denkt man sich eine (ideale) Dampfmaschine von beliebiger Stärke mit einem unendlich kleinen schädlichen Raume, so wäre der „ideale“ Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches derjenige, bei welchem für eine gewisse

zur Anwendung kommende absolute Admissionsspannung p_1 (Atmosph.) die Endspannung des expandirten Dampfes der absoluten Vorderdampfspannung p_4 (Atmosph.) gleich käme, wobei somit das Indicatordiagramm am Ende des Hubes in eine Spitze zulaufen würde, ohne eben eine Schlinge zu bilden. Auf Grundlage des einfachen Mariotte'schen Gesetzes wäre dieser „ideale" Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches $= \frac{p_4}{p_1}$. Bei den Auspuffmaschinen kann dieser „ideale" Füllungsgrad sofort auch mindestens beiläufig als die Grenze der ökonomisch günstigen Füllung betrachtet werden, wie dies in Tab. I_1 (Tab. Th. S. 4) geschehen ist, weil bei diesen Maschinen jener „ideale" Füllungsgrad von dem „wirklichen" Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches überhaupt nicht sehr viel, und ausserdem bei allen Auspuffmaschinen so ziemlich gleich verschieden ist, indem diese Maschinen in ihren bisherigen Ausführungen in Bezug auf die Grösse des schädlichen Raumes nicht sehr viel von einander abweichen, und in dieser Beziehung (bei gehöriger Dampfcompression vor dem Kolben) überhaupt weniger empfindlich sind; nur bei ganz besonders hohen Admissionsspannungen — wohl bedeutend über 10 Atmosph. — wäre dies in einem höheren Masse der Fall.

Bei den Condensationsmaschinen im Allgemeinen (und bei Auspuffmaschinen mit ungemein hoher Dampfspannung) gestaltet sich der „wirkliche" Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches von dem „idealen" bedeutend u. z. desto mehr verschieden, je grösser einerseits die Admissionsspannung p_1 und je grösser andererseits im Verhältnisse zu dem Cylindervolumen der schädliche Raum ist. Und zwar ist der „wirkliche" Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches im Vergleiche mit dem „idealen" $\frac{p_4}{p_1}$ stets grösser; der Unterschied ist aber desto bedeutender, je höher (bei einem gewissen Betrage des schädlichen

Raumes) die Admissionsspannung p_1, und je grösser (bei einer gewissen Admissionsspannung p_1) der schädliche Raum ist, während $\frac{p_4}{p_1}$ selbst mit wachsendem p_1 selbstverständlich abnimmt.

Der wirkliche Füllungsgrad des kleinsten Dampfverbrauches ist nun die Grenze, welcher sich der „ökonomisch günstigste Füllungsgrad" in dem oben angegebenen Masse nähert.

Durch den oben erwähnten Einfluss der Dampfspannung p_1 und des schädlichen Raumes auf die Grösse der Abweichung des wirklichen von dem idealen Füllungsgrade des kleinsten Dampfverbrauches, und durch den Betrag $\frac{p_4}{p_1}$ dieses idealen Füllungsgrades ist (abgesehen von der hiedurch begründeten Anwendung hoher Dampfspannungen p_1 an und für sich) zunächst das Bestreben gerechtfertigt, insbesondere bei Maschinen mit hoher Dampfspannung den schädlichen Raum möglichst klein zu machen. Aber auch bei einem gewissen Betrage der Admissionsspannung wird ein thunlichst kleiner schädlicher Raum anzustreben sein, denn hiedurch wird der Füllungsgrad des wirklichen kleinsten Dampfverbrauches dem idealen $\frac{p_4}{p_1}$ näher gerückt, d. h. man kann mit ökonomischem Vortheile desto höher expandiren, je kleiner der schädliche Raum ist. *) **) Dies

---

*) Ebenso kann man bei den Gebläsen mit Vortheil desto höher comprimiren, also desto höhere Windpressungen erreichen, je kleiner man den schädlichen Raum des Gebläsecylinders macht, und ist es andererseits ein Punct von der höchsten Wichtigkeit, den schädlichen Raum bei den Hochdruckgebläsen auf das mögliche Minimum zu bringen.

**) Wenn sich auf S. 201 der Dampfverbrauch einer Sulzer- oder dgl. Maschine mit 3% an schädlichem Raume nur etwa um $2^1/_4$% grösser gestaltete, als bei einer Maschine mit blos 1,5% an schädlichem Raume, so ist zu bemerken, dass der Vortheil des kleinen schädlichen Raumes durch jene $2^1/_4$% Dampfersparniss durchaus nicht gegeben ist. Um

ist entschieden das eigentliche Hauptmoment des kleinen schädlichen Raumes — „mit der Expansion ökonomisch vortheilhafter Weise höher gehen zu können“, als bei einem grösseren schädlichen Raume.

Hiedurch ist andererseits auch der Umstand einleuchtend, dass bei Maschinen, denen ein kleiner schädlicher Raum eigenthümlich ist (Corliss-, Sulzer- u. dgl. Masch.) kleinere Füllungen in der Anwendung üblich und desgleichen auch auf S. 155 kleinere Füllungen als die „ökonomisch günstigsten“ angesetzt sind, als bei den „gewöhnlichen“ Dampfmaschinen mit relativ grösserem schädlichem Raume.

Bei den zweicylindrigen (Woolf'schen u. dgl.) Maschinen erscheint vermöge der hiebei stattfindenden gleichförmigeren Vertheilung des Stangendruckes (also aus ganz anderseitigen Rücksichten) unter sonst gleichen Umständen eine höhere Expansion mit Vortheil anwendbar (und auch wirklich angewendet) als bei den eincylindrigen Maschinen überhaupt, d. h. die ökonomisch günstigste Füllung nähert sich bei diesen (zweicylindrigen) Maschinen der Füllung des („wirklichen“) kleinsten Dampfverbrauches mehr, als bei den eincylindrigen Maschinen.

Ueberdies fordert die durch hohe Expansion bedingte sehr bedeutende Differenz zwischen der Temperatur des Admissions- und des expandirten Dampfes und die hiedurch veranlasste Abkühlung resp. Condensation entweder innerhalb oder ausserhalb des Dampfcylinders (beziehungsweise bei fehlendem oder vorhandenem Dampfhemde) eincylindriger Dampfmaschinen eine Beschränkung des hiebei mit Vortheil

---

diesen Vortheil richtiger zu bemessen, müsste man geltend machen, dass der kleinere schädliche Raum unter sonst gleichen Umständen zu der Anwendung einer entsprechend kleineren Füllung für die Normalleistung berechtiget.

Allerdings wird der Anwendung sehr hoher Expansion in den eincylindrigen Maschinen selbst bei noch so kleinem schädlichem Raume aus anderer Rücksicht eine gewisse Grenze gesetzt, worüber sogleich Näheres erwähnt werden wird.

anzuwendenden Füllungsgrades bei relativ noch so kleinem schädlichem Raume, welche Rücksicht bei den zweicylindrigen Maschinen mit ausgiebiger Heizung des kleinen Cylinders in Wegfall kommt (siehe S. 120, 121), so dass also aus doppelter Rücksicht bei den zweicylindrigen Maschinen die Anwendung höherer Expansionsgrade gerechtfertigt ist, als (unter sonst gleichen Umständen) bei den eincylindrigen Maschinen.

Bemerkung. Bei der Ableitung der ökonomisch günstigsten Füllungsgrade, welche einerseits auf S. 4 des Tabell. Theiles (u. z. für mässige Brennstoffpreise) andererseits in der Erklärung S. 154 (u. zw. für ziemlich hohe Brennstoffpreise) tabellarisch zusammengestellt erscheinen, wurde als Regel festgehalten, dass jeder geringere Füllungsgrad noch ökonomisch günstiger ist, als der vorangehende grössere Füllungsgrad, wenn die durch den erstgenannten erzielte jährliche Brennstoffersparniss wenigstens 10% des diesbezüglichen Mehraufwandes an Maschinenkosten beträgt; z. B.:

Eine Dampfmaschine mit Auspuff von 7 Pfdkft. und $p_1 = 4$ Atm. kostet, wenn sie diesen Effect bei der Füllung $\frac{s_1}{s} = 0,4$ erzweckt, 1405 fl. und verbraucht jährlich Brennstoff (wenn dieser ziemlich theuer ist) im Werthe von 1614 fl.; eine Maschine von gleicher Stärke und Spannung bei der Füllung $\frac{s_1}{s} = 0,333$ kostet 1575 fl., also um 170 fl. mehr, verbraucht aber für Brennstoff blos 1594 fl., also um 20 fl. weniger, welche jährliche Ersparniss grösser ist als 10% der Mehrauslagen von 170 fl.; daher wäre hier die Füllung 0,333 ökonomisch günstiger als 0,4. Wollte man auf $\frac{s_1}{s} = 0,3$ herabgehen, so würde die Maschine 1695 fl., also um 120 fl. mehr kosten, als bei $\frac{s_1}{s} = 0,333$, hingegen würde sie an Brennstoff 1588 fl., also blos um 6 fl. weniger verbrauchen; diese jährliche Ersparniss ist kleiner als 10% der Mehrauslage von 120 fl.; hiemit wäre die Füllung 0,3 schon übertrieben klein. Der Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} = 0,333$ ist sonach in diesem Falle günstiger, als der vorangehende (grössere) und als der nachfolgende (kleinere); er wäre also als der günstigste zu bezeichnen, und ist als solcher in der Tabelle S. 154 auch notirt; dieselbe entspringt aus einer ähnlichen allgemein durchgeführten Calculation.

Es wird also durch diesen Vorgang der ökonomisch günstigste Füllungsgrad unmittelbar bestimmt, und die numerische Ausmittlung der Füllung des „wirklichen“ kleinsten Dampfverbrauches ganz vermieden.

Zum Schema der Dampfmaschinen mit beiläufig günstigster Cylinderfüllung.

In dem „Schema“ des tabellarischen Theiles S. 95—99 sind für die „gewöhnlichen“ eincylindrigen Maschinen mit Auspuff und mit Condensation von verschiedener Stärke *N* (Pfdk.) die für die Beurtheilung einer Dampfmaschine wichtigsten Grössen übersichtlich zusammengestellt.

Eine jede der daselbst behandelten Maschinen ist (sowohl bei Auspuff als auch bei Condensation) für dreierlei Admissions-Dampfspannung (4, $5\frac{1}{2}$ und 8 Atm. absol.) und ausserdem für zweierlei Kolbengeschwindigkeit (eine „mittelgrosse“ als normale und eine „ziemlich grosse“) berechnet.

Da die Vortheile der Expansionsmaschinen entgegen den sog. Volldruckmaschinen bereits seit geraumer Zeit sich eine derartige Anerkennung verschafft haben, dass im Allgemeinen nur Expansionsmaschinen gebaut werden, die Volldruckmaschinen hingegen bloss bei den kleinsten Dimensionen und Stärken zur Ausführung kommen, sonst aber nur mehr sporadisch auftreten: so sind in dem „Schema“ alle Maschinen schon mit entsprechenden Expansions- resp. Füllungsgraden in Betracht gezogen.

Die Wahl dieser Füllungsgrade entspricht, insoferne sie als die zur Erzielung der angesetzten Normalleistung *N* beiläufig „günstigsten“ bezeichnet sind, hauptsächlich denjenigen Rücksichten, welche vermöge des vorhergehend Angeführten durch die Stärke der betreffenden Maschine und durch die zur Anwendung kommende Dampfspannung bedingt werden. Dabei ist vorausgesetzt, dass die Maschinen- und Brennmaterialpreise nicht abnorm gross und auch nicht abnorm gering sind, und dass ein mittelstarker Betrieb der betreffenden Maschine — etwa durch 12 Stunden täglich — in Aussicht steht. Sollten in dieser Beziehung andere Orts- und Zeitverhältnisse stattfinden, so ist festzuhalten, dass man von den in den Tabellen angesetzten Füllungsgraden nach Umständen mit Vortheil wohl etwas — aber

nicht sehr bedeutend — abweichen kann; u. z. kann man zur Erzielung der betreffenden normalen Leistung N die Maschine für eine noch etwas kleinere Füllung, also für etwas höhere Expansion rechnen, wenn man das Brennmaterial sehr theuer bezahlen muss, und wenn ein unausgesetzter Betrieb der Maschine zu gewärtigen ist; dann kommt zwar die Maschine etwas höher zu stehen, verbraucht aber auch entsprechend weniger Dampf, resp. Brennmaterial. Hingegen wird man sich mit einer etwas geringeren Expansion zur Erzielung der Normalleistung begnügen können, wenn man das Brennmaterial sehr billig haben kann, wenn ferner die Maschine nicht fortwährend, vielleicht etwa nur zeitweilig zu betreiben sein sollte. In einem solchen Falle könnte man mit einer billigeren Maschine auskommen, welche jedoch minder ökonomisch arbeiten würde. Gleichzeitig werden die eben (nach Zeit und Ort) herrschenden Maschinenpreise in selbstverständlicher Richtung massgebend, so wie auch die — nach Umständen wichtige — Frage zu berücksichtigen sein, ob ein grösseres Anlagscapital leicht oder schwer zu haben, resp. mässig oder hoch zu verzinsen ist?

Dies sind jedoch schon Rücksichten zweiter Ordnung, können eben nur bei ausserordentlichen Verhältnissen einigermassen zur Geltung kommen, und lassen die mittelst des „Schema" leicht anzustellenden Combinationen so ziemlich unberührt.

Die Einrichtung des „Schema" ist (bei Berücksichtigung der „Bemerkung" auf der Titelseite) wohl so klar, dass eine weitere Erläuterung ganz überflüssig wäre.

Es mag nur noch bemerkt werden, dass vermöge des Umstandes, dass bei höheren Dampfspannungen nicht bloss kleinere Füllungsgrade, sondern auch entsprechend grössere Kolbengeschwindigkeiten am Platze sind, die fettgedruckten correspondirenden Ansätze der linken und rechten Seite des „Schema" mit einander zu vergleichen sind, um den grossen Vortheil der grösseren Kolbengeschwindigkeit bei

hoher Spannung und entsprechend kleinerer Füllung richtig beurtheilen zu können.

Man berücksichtige übrigens bei den betreffenden Betrachtungen und Combinationen je nach der Nothwendigkeit das in dem „Zusatze" S. 316 Angeführte.

Die Unkosten der Dampfkessel-Herstellung und Aufstellung konnten aus dem „Schema" füglich wegbleiben, weil durch dieselben die auf die Dampfmaschineneinrichtung Bezug habenden Betrachtungen und Combinationen nicht wesentlich alterirt werden, im Falle man bei Bemessung der Dampfkesselheizfläche, von welcher die Kesselkosten bei einem gewissen Kesselsysteme abhängen, rationell vorgeht. Wenn man von den Volldruckmaschinen ganz abstrahirt, also eine herzustellende Dampfmaschine jedenfalls als Expansionsmaschine mit Auspuff oder Condensation in Aussicht und Betracht zieht, so wird (in der beiläufigen Gegend der günstigsten Füllung) der Dampfkessel rationeller Weise gleich gross, also auch gleich theuer auszufallen haben, gleichgiltig, ob die Dampfmaschine für einen etwas grösseren oder etwas kleineren Füllungsgrad zur Erzielung ihrer Normalleistung eingerichtet wird, ja selbst beinahe auch gleichgiltig, ob die Maschine mit Auspuff oder aber mit Condensation arbeiten soll. Wählt man in irgend einem bestimmten Falle (für eine bestimmte Maschinenstärke und für eine bestimmte Kesselspannung) von zwei Füllungsgraden (in der Gegend der beiläufig günstigsten Füllung) den kleineren, d. h. wählt man lieber die höhere Expansion, oder aber entschliesst man sich anstatt für Auspuff vielmehr für Condensation, so geschieht Eines wie das andere zum Zwecke einer Betriebsersparniss unter Aufopferung eines grösseren Baucapitals; dann wäre es aber nicht gerechtfertigt, in Aussicht eines kleineren Dampfverbrauches die Kessel verhältnissmässig kleiner zu machen, d. h. bei den Kesseln zu sparen, während man bei der Maschine freigebig ist; es wird sich vielmehr empfehlen, zur Sicherung einer guten Verdampfungsfähigkeit auch den Dampfkesseln Einiges

zu Gute kommen zu lassen, und die Heizfläche mindestens nicht kleiner zu machen, als man sie etwa für den grösseren Füllungsgrad der Maschine gemacht hätte; und eben so wird man die Kesselheizfläche für die Condensationsmaschine (namentlich bei hoher Spannung) nicht erheblich kleiner machen wollen, als für die äquivalente Auspuffmaschine, wenn man zum Zwecke eines zu erzielenden wohlfeileren Betriebes gegen Maschine und Kessel gleich gerecht sein will.

Nach dieser Anschauung wäre allerdings (jedoch nur innerhalb der beiläufig angegebenen Grenzen) die Kesselheizfläche durchaus nicht der zu erzeugenden Dampfmenge sondern eher (bei einer gewissen in Aussicht genommenen Dampfspannung und Geschwindigkeit) der Maschinenstärke nahezu proportional, — eine vielleicht für veraltet gehaltene, aber in dem erwähnten Bereiche geradezu rationelle Regel.

Wir wollen beispielsweise mittelst des „Schema" untersuchen, in wie weit die Einrichtung der Condensation unter verschiedenen Umständen rentabel ist.

1. Eine grosse Maschine bei mässiger Spannung.

Eine Auspuffmaschine von 180 Pfdkft. bei 0,3 Füllung, 4 Atm. Spannung und 1,87 Met. Kolbengeschwindigkeit erhält einen Durchmesser von 85,5 Centim., kostet 12756 fl. und verbraucht pro Pferd und Stunde 16,82 Kilogr. Dampf. Die äquivalente Condensationsmaschine mit gleicher Spannung und Kolbengeschwindigkeit bei 0,2 Füllung erhält einen Durchmesser von 77,6 Centim., kostet 14270 fl., also um 12% mehr, verbraucht aber pro Pferd und Stunde nur 11,75 Kgr. Dampf, d. i. um 30% weniger als die Auspuffmaschine.

2. Eine mittelgrosse Maschine bei mittelgrosser Spannung.

Eine Auspuffmaschine von 60 Pfdkft. bei 0,3 Cylinderfüllung, $5\frac{1}{2}$ Atm. Spannung und 1,6 Met. Kolbengeschwindigkeit erhält einen Durchmesser von 42,0 Centim., kostet 4260 fl. und verbraucht pro Pferd und Stunde 17,30 Kgr. Dampf. Die äquivalente Condensationsmaschine mit gleicher

Spannung und Kolbengeschwindigkeit bei 0,2 Füllung erhält einen Durchmesser von 41 Centim., kostet 5389 fl., also um 26½% mehr, verbraucht aber pro Pferd und Stunde nur 13,96 Kgr. Dampf, d. i. um nahe 20% weniger als die Auspuffmaschine.

3. Eine kleine Maschine mit hoher Spannung.

Eine Auspuffmaschine von 7 Pfdkft. bei 0,33 Füllung, 8 Atm. Spannung und 1,57 Met. Kolbengeschwindigkeit erhält einen Durchmesser von 12,1 Centim., kostet 657 fl. und verbraucht pro Pferd und Stunde 30,39 Kgr. Dampf; die äquivalente Condensationsmaschine mit gleicher Spannung und Kolbengeschwindigkeit bei 0,25 Füllung erhält einen Durchmesser von 12 Centim., kostet 901 fl., also um 37% mehr, und verbraucht pro Pferd und Stunde 27,87 Kgr. Dampf, d. i. nur um 8,3 % weniger als die Auspuffmaschine.

Man könnte auch auf Grundlage einer angenommenen Verdampfungsfähigkeit und eines gewissen Preises des Brennstoffes in allen drei gewählten Fällen die durch die Condensation zu erzielende jährliche Betriebsersparniss in Geld berechnen, und dieselbe den Mehrkosten der Maschine entgegen halten, wobei jedoch auch die in dem Zusatze S. 316 angeführten Momente zu berücksichtigen und eventuell auch die Auslagen für die Beschaffung des Injectionswassers (Kühlwassers) für die Condensation in Betracht zu ziehen wären. Immerhin kommt man zu dem Schlusse, dass sich die Einrichtung der Condensation desto besser rentirt, je grösser die Maschine und je kleiner die in Aussicht genommene Spannung; bei hoher Spannung hingegen rentirt sich die Condensation immer mangelhaft u. z. desto mangelhafter, je kleiner die betreffende Maschine ist. So wird man bei der unter 3. vorher angeführten Maschine von 7 Pfdkft. auf die Einrichtung der Condensation gewiss verzichten, selbst wenn die Beschaffung des Injectionswassers gar keine sonstigen Kosten verursachen sollte.

Wir wollen auch noch beiläufig nachsehen, inwieweit vortheilhaft nach dem „Schema“ die Anwendung hoher

Spannung bei ziemlich grosser Kolbengeschwindigkeit erscheint.

Der oben erwähnten Auspuffmaschine von 60 Pfdkft., welche bei 0,3 Füllung, $5^1/_2$ Atm. Spannung und 1,6 Met. Kolbengeschwindigkeit einen Kolbendurchmesser von 42 Ctm. erhält, 4260 fl. kostet, und pro Pferd und Stunde 17,30 Kgr. Dampf verbraucht, wäre entgegenzuhalten die äquivalente Auspuffmaschine bei 0,25 Füllung, 8 Atm. Spannung und 2,1 Met. Kolbengeschwindigkeit; dieselbe erhält einen Kolbendurchmesser von 30,1 Centim., kostet 2781 fl.; d. i. bloss 65% des Preises der ersteren Maschine, und verbraucht pro Pferd und Stunde 14,62 Kgr. Dampf, d. i. bloss 84% des Verbrauches der ersteren Maschine.

Man sieht wohl, wie verlockend nach beiderlei Richtung (Anschaffungs- und Betriebskosten) die Anwendung hoher Spannungen und thunlichst grosser Kolbengeschwindigkeiten sich erweiset.

Schliesslich wäre noch auf den Umstand aufmerksam zu machen, dass der nach der Völckers'schen Formel gerechnete Dampfverlust durchwegs in allen drei (beziehungsweise zwei) Zeilen des „Schema“ bei einer gewissen Kolbengeschwindigkeit und Maschinenstärke nahezu gleich gross ausfällt, wodurch die von dem Verfasser hiefür aufgestellte Formel (S. 119) hinreichend gerechtfertigt erscheint.

ANHANG.

Ueber den

Gebrauch der Tabellen für verschiedene Mass- und Gewichts-Systeme.

Die vorstehenden Regeln mit den zugehörigen Tabellen für die Dampfmaschinenberechnung sind zunächst für das metrische Mass- und Gewichts-System eingerichtet, weil dieses in der Wissenschaft bereits seit geraumer Zeit sich die Bahn gebrochen hat, und nunmehr auch in der technischen Anwendung, ja selbst im bürgerlichen Leben als das gesetzliche System in den meisten industriellen Staaten immer mehr zur Geltung kommt.

Trotz der gesetzlichen Einführung des metrischen Systems können aber die älteren landesüblichen Masse selbst im Maschinenwesen nicht sogleich und ganz abgeschüttelt werden, und bei zahlreichen Gelegenheiten werden wir immer wieder noch eine lange Zeit hindurch auf dieselben uns beziehen müssen, denn: bestehende Dampfmaschinen sind grösstentheils nach den alten Landesmassen dimensionirt; zahlreiche einschlägige Schriften beziehen sich auf diese „alten" Mass- und Gewichtssysteme, und das englische Mass wird noch heute in hervorragenden Werkstätten (auch ausserhalb Englands) mehr oder weniger gehandhabt.

Um von den betreffenden unvermeidlichen Mass- und Gewichtsreductionen zum Mindesten die wesentlichsten, welche auf die Hauptdimensionen der Dampfmaschine Bezug haben, sogleich vornehmen zu können, ohne in einschlägigen Büchern erst nachsuchen zu müssen, hielt ich es für entsprechend, ähnlich wie in der ersten und zweiten Auflage auch in diese dritte Auflage des vorliegenden Werkes eine Reihe von Mass- und Gewichts-Reductionen aufzunehmen, welche sich lediglich auf die technisch wichtigsten Längenmasse (Fuss, Zoll und Linie entgegen dem Meter und seinen

Unterabtheilungen), dann auf die alten Pfundgewichte (entgegen dem Kilogramme) beziehen. Und zwar wurde diessmal ausser dem englischen, österreichischen und preussischen Masse und Gewichte auch das sächsische und bairische in Betracht gezogen, und ausserdem eine Reductions-Doppeltabelle für die „alte" und „neue" Atmosphäre angeschlossen (Tabell. Theil S. 101 bis 115).

Anderweitige technisch wichtige Mass- und Gewichtsreductionen, wie auch solche über die aus Mass und Gewicht combinirten Grössen (Belastungen und Gewichte pro Längen und Flächen, Gewichte pro Volumen, mechanische Arbeitsgrössen u. s. w.) muss man allerdings in einschlägigen Büchern aufsuchen.*)

Beim Berechnen der Dampfmaschine für ein anderes als das metrische Mass und Gewicht mittelst der gegenwärtigen Tabellen und Regeln ist der nachfolgende einfache Vorgang zu empfehlen:

Man reducire diejenigen Grössen, welche als „gegeben" in die Rechnung eingehen, auf das metrische Mass und Gewicht, führe die ganze Rechnung nach den vorangegangenen Regeln für dasselbe durch, und verwandle

---

*) Der Verfasser nimmt keinen Anstand, nicht allein für diese Zwecke, sondern auch für die Durchführung technischer Rechnungen im Allgemeinen das von ihm selbst herausgegebene, mit äusserster Gewissenhaftigkeit ausgearbeitete „Gemeinnützige, mathematisch-technische Tabellenwerk", Verlag Teubner in Leipzig, als ein eben so zuverlässiges wie inhaltreiches Hilfs- und Handbuch für Schule, Amt und Haus zu empfehlen, ohne den Vorwurf der Nichtberechtigung oder Unbescheidenheit für diese Reclame zu befürchten.

Bei dieser Gelegenheit seien die sämmtlichen in diesem Buche bisher vorgefundenen Unrichtigkeiten erwähnt:

Seite 2, Zeile 1,05 sind die Sternchen (*) auch in den letzten 3 Spalten zu notiren.

S. 402, 3. Zeile v. o. lies 760 Millim.

Eigentliche Fehler von Belang dürften in diesem Werke kaum entdeckt werden.

schliesslich die gewonnenen Resultate in das betreffende Landes-Mass oder Gewicht unter entsprechender Abrundung.

Die Grösse einer Pferdestärke betreffend, darf wohl angenommen werden, dass die Annahme: 1 Pferdestärke = 75 Met.-Kgr. überall als Anhaltspunkt dienen wird.

Als einschlagendes Beispiel wählen wir die Effectberechnung einer Corlissmaschine.

Dieselbe habe einen Kolbendurchmesser $D = 20$ engl. Zoll, einen Hub $s = 3^1/_2$ engl. Fuss, eine Dicke der beiderseits durchgehenden Kolbenstange $d = 3^1/_2$ engl. Zoll; es ist die effective Leistung und der Dampfverbrauch dieser Maschine zu ermitteln, wenn sie bei 4,5 (alte) Atmosph. absoluter Admissionsspannung mit 8facher Expansion (0,125 Füllung) arbeitet und 40 Umgänge in der Minute macht.

Zunächst ist gemäss Reduct. Tab. S. 103 des Tabell. Th.:

$D = 20$ engl. Z. = 50,8 Centm. = 0,508 Met.;
$d = 3,5$ „ „ = 8,9 „ = 0,089 „
$s = 3,5$ „ Fss. = 1,067 Met.

Demnach sind die gegebenen Grössen:

$$p_1 = 4{,}5 \text{ Atm. (alt)}$$
$$\frac{s_1}{s} = 0{,}125$$
$$D = 0{,}508 \text{ Met.}$$
$$d = 0{,}089 \text{ „}$$
$$s = 1{,}067 \text{ „}$$
$$n = 40$$

Sofort ist gemäss Tab. IX, Tabell. Th. S. 49:

$$\frac{D^2\pi}{4} = 0{,}2027\square^m$$
$$\frac{d^2\pi}{4} = 0{,}0062\square^m$$

hiemit $O = \frac{D^2\pi}{4} - \frac{d^2\pi}{4} = 0{,}1965\square^m$;

dann hat man nach Regel α, S. 165 verfahrend:

$$Ons = 0{,}1965 \,.\, 40 \,.\, 1{,}067 = 8{,}384;$$

zu $p_1 = 4{,}5$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ findet man für Corlissmaschinen in Tab. III'$_c$, S. 28 des Tabell. Th. $P = 1{,}419$

folglich ist

$$M = Ons \,.\, P = 11{,}897.$$

Sucht man diese Zahl in der Spalte M der Tab. II$_a$, S. 6 des Tabell. Th., so findet man hiezu gehörig nahe

$$N = 46 \text{ Pferdestärken}$$

als gesuchte effective Leistung der Maschine.

Zur Bestimmung des Dampfverbrauches ist nach Obigem zunächst

$$Ons = 8{,}384$$

und aus Tab. IV'$_c$, S. 29 des Tabell. Th. zu $p_1 = 4{,}5$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig: $F = 0{,}01088$, hiemit $S_1 = Ons \, . \, F = 0{,}0912$;
ferner ist nach Obigem $D = 0{,}508$ Met. und aus Tab. V'$_a$, S. 25 des Tabell. Th. zu $p_1 = 4{,}5$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ gehörig $G = 0{,}1676$, hiemit $S_2 = GD = 0{,}0851$;
folglich ist der Dampfverbrauch

$$S = S_1 + S_2 = 0{,}1763 \text{ Kilogr. pro Sec.};$$

mit Benützung der Reductions-Tab. S. 112 des Tabell. Th. ergibt sich

$$S = 0{,}389 \text{ engl. Pfd. pro Sec.}$$

Diesem entspricht ein Dampfverbrauch

$C = \frac{3600\,S}{N} = 13{,}8$ Kilogr. $= 30{,}4$ engl. Pfd. pro Pferdekraft und Stunde.

Wir wollen auch das Schwungrad für diese Maschine berechnen, welches bei der in Betracht gezogenen Beanspruchung derselben ($N = 46$ bei $n = 40$, $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$) einen Gleichförmigkeitsgrad $i = 30$ darbieten soll. Mit Hilfe der Tabelle über Schwungräder mit normalmässigem Gange, S. 85 des Tabell. Th. ergibt sich für $N = 46$ das Gewicht

$$G_o = 2116 \text{ Kilogr.}$$

und für $n = 40$ der Halbmesser

$$R = 2{,}26 \text{ Met.} = 7{,}4 \text{ engl. Fuss.*)}$$

Wegen $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ hat man gemäss der Tabelle C im Tabell. Th. S. 81 den Werth $\alpha = 1{,}99$, mithin das wirkliche Schwunggewicht

$$G = 1{,}99 \, . \, 2116 = 4211 \text{ Kilogr.} = 9283 \text{ engl. Pfd.}$$

Für die Querschnittsdimensionen des Schwungringes gibt die Tabelle D, S. 81 des Tab. Th. zu $R = 2{,}26$ gehörig $x = 0{,}444$, mithin ist

$$a = 0{,}444 \sqrt{4211} = 28{,}8 \text{ Centim.} = 11^1/_8 \text{ engl. Zoll}$$
$$b = {}^1/_2\, a = 5^9/_{16} \text{ engl. Zoll.}$$

Die Abrundung der Zolldecimalen kann übrigens je nach der Gepflogenheit auch in Achteln oder Zwölfteln geschehen.

---

*) Natürlicher Weise könnten wir, wenn uns dieses Schwungrad etwa zu schwer und klein erscheinen sollte, von der S. 84 des Tabell. Theiles Gebrauch machen, welche $G_o = 1472$ Kgr. und $R = 2{,}71$ Met. angibt.

Berichtigungen

und nachträgliche Berufungen.

S. 15, letzte Zeile, Spalte „Spec. Volumen" lies: 0,5072 (anst. 1,5072).
S. 45 am Ende des 1. Absatzes ist auf S. 255 und ff. zu verweisen.
S. 119, 17. Zeile v. u. lies: „Kolbens" (anst. „Cylinders").
S. 137, unterste Zeile lies: berechnet (anst. berechne).
S. 140, 10. Zeile v. u. lies: p_n (anst. p^n).
S. 202 am Ende der 2. Zeile v. o. ist auf S. 321 zu verweisen.
S. 247, 6. Zeile v. o. lies: Fig. 3 (anst. Fig. 3 w).

1. Note. Für die Angabe der Spannung p_4 auf der Ausströmungsseite des Dampfcylinders und der hiemit verwandten Hilfsgrösse α (bei Condensation einschliesslich der Widerstandsspannung der Luft- und Kaltwasserpumpe) wurde wegen des geringen Unterschiedes dieser Angabe einerseits nach der „alten" andererseits nach der „neuen" Atmosphäre dieser Unterschied nicht geltend gemacht, um überdiess eine allzugrosse Complication zu vermeiden. In Folge dessen rechnet man allerdings, wenn man sich der „neuen" Atmosphäre bedient, die Dampfmaschine ein klein Wenig günstiger, resp. knapper, als nach der „alten" Atmosphäre. Es ist nämlich

1 „alte" Atm. = 1,0334 „neue" Atm.

somit für Auspuff:

p_4 = 1,1 „alte" Atm. = 1,137 „neue" Atm.; Untersch. 0,037;
α = 1,15 „ „ = 1,188 „ „ „ 0,038;

und für Condensation;

p_4 = 0,2 „alte" Atm. = 0,207 „neue" Atm.; Untersch. 0,007;
α = 0,354 „ „ = 0,366 „ „ „ 0,012.

Hiedurch werden die Werthe der „eigentlichen" Bruttospannung $p_b = fp_1 - p_4$ und der „reducirten" Bruttospannung $P = fp_1 - \alpha$ (namentlich bei Condensation) wohl nur sehr unbedeutend beeinflusst.

Sollte man übrigens in irgend einem einzelnen Falle diessbezüglich ganz genau vorgehen wollen, so vermindere man, wenn man mit der „neuen" Atmosphäre rechnet, den betreffenden tabellarischen Werth von p_b bei Auspuff um 0,037, bei Condensation um 0,007; und eben so vermindere man den betreffenden tabellarischen Werth von P bei Auspuff um 0,038, bei Condensation um 0,012.

Auf diese „Note" kann S. 172 unten verwiesen werden.